

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA (UFPB)
CENTRO DE TECNOLOGIA (CT)
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA (DEM)
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS GUIMARAES DA SILVA

ANÁLISE ESTRUTURAL E MODAL DE UM CHASSI DE MOTOCICLETA

**JOÃO PESSOA – PB
2018**

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

S586a Silva, Lucas Guimaraes da.
Análise modal e estrutural de um chassi de motocicleta
/ Lucas Guimaraes da Silva. - João Pessoa, 2018.
61 f. : il.

Orientação: Jean Pierre Veronese.
Monografia (Graduação) - UFPB/Tecnologia.

1. Análise estrutural. 2. Chassi. 3. Motocicleta. 4.
Modal. 5. Colisão. I. Veronese, Jean Pierre. II. Título.

UFPB/BC

LUCAS GUIMARAES DA SILVA

ANÁLISE ESTRUTURAL E MODAL DE UM CHASSI DE MOTOCICLETA

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Jean Pierre Veronese

JOÃO PESSOA – PB
2018

LUCAS GUIMARAES DA SILVA

ANÁLISE ESTRUTURAL E MODAL DE UM CHASSI DE MOTOCICLETA

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) submetido ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba como parte das exigências do Programa de Graduação em Engenharia Mecânica para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovado em...../...../.....

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jean Pierre Veronese
Departamento de Engenharia Mecânica - UFPB
(Orientador)

Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos
Departamento de Engenharia Mecânica - UFPB
(Examinador)

Prof. Dr. João Pereira Leite
Departamento de Engenharia Mecânica - UFPB
(Examinador)

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus, pelo dom da vida e por me acompanhar em todos os momentos da minha vida, guiando-me a momentos como esse.

Aos meus pais, José Luiz e Verônica, e ao meu irmão Rudah, pelo amor, carinho e dedicação que, diariamente contribuíram para a realização deste momento.

Ao meu amor, Andressa Lira, pelo companheirismo e dedicação, e aos seus familiares que tão bem me acolheram.

Ao orientador, Prof. Dr. Jean Pierre Veronese, por ter aceitado me orientar neste momento e manter-se sempre solícito durante a graduação.

Ao Prof. Dr. Marcelo Cavalcanti Rodrigues e ao Laboratório de Integridade e Inspeção pelo apoio ao liberar acesso ao uso dos *softwares*.

Ao Programa de Bolsas de Extensão – PROBEX, por destinar bolsas ao projeto e viabilizar o Projeto Motorius – UFPB.

Aos participantes do Projeto Motorius, que contribuíram para meu amadurecimento profissional e realização deste trabalho.

Aos meus amigos, em especial Ana Beatriz, Stephan Iury, Marcelo Martins, Heitor Abdias, Felipe Maia, Rebeca Casimiro, Fidélis Franklin e Erick Sousa pela parceria ao longo dessa jornada.

A Universidade Federal da Paraíba, nas pessoas de seus funcionários e professores que de alguma forma contribuíram para que chegasse a esse momento.

A todos, meus mais sinceros agradecimentos.

RESUMO

O objetivo deste estudo é o de analisar o comportamento de um chassi de uma motocicleta por meio de simulação, fazendo análise estática estrutural e modal, tomando como resultados a deformações e tensões. Anteriormente, para a obtenção de informações referentes às características mecânicas do quadro de motocicleta, ensaios destrutivos eram realizados. Esse procedimento apresenta alto custo uma vez que para cada ensaio, um chassi é descartado. Sabe-se que o estudo prévio a partir de uma análise modal possibilita determinar quais as frequências naturais de um sistema mecânico enquanto as estruturas estão sendo projetadas. A obtenção desses dados é relevante devido ao fato de que a partir desses é possível saber como o chassi se comportará nos seus modos de vibrar, tendo noção se a estrutura será válida ou não numa aplicação real, tendo como base a relação entre a frequência natural e a ressonância. Os *softwares* comerciais ANSYS® e SOLIDWORKS® foram utilizados neste trabalho como ferramenta auxiliar para obtenção das frequências naturais e modos de vibração das estruturas analisadas. Usando a modelagem matemática, por meio do método de elementos finitos, foi possível observar a parte do chassi que apresentou maior valor de deformação e a parte que apresentou maior valor de tensão de Von-Misses, seja na análise modal ou na análise estrutural após a simulação. A adição de um reforço em treliça foi proposto para estudar o comportamento dos esforços. Simulando situações de colisão à velocidade de 42m/s (151km/h) e 53m/s (191km/h), e variando os ângulos e velocidades de saída, foi possível afirmar que a treliça mostrou-se como uma possibilidade viável à dissipação de esforços na estrutura. Estes dados servirão de parâmetros de partida para escolha e construção do chassi da equipe *Motostudent* da Universidade Federal da Paraíba.

Palavras-chave: Análise estática. Chassi. Motocicleta. Modal. Colisão.

ABSTRACT

The objective of this study is to analyze the behavior of a chassis of a motorcycle through simulation, making structural and modal analysis, taking as results the deformations and tensions. Previously, to obtain information regarding the mechanical characteristics of a motorcycle chassis, destructive tests were performed. This procedure presents a high cost since for each test, a chassis is discarded. It is known that the previous study from a modal analysis makes it possible to determine the natural frequencies of a mechanical system while the structures are being designed. The data collection is relevant due to the fact that the chassis will behave in its modes of vibration, having notion if the structure will be valid or not in an actual application, based on the relation between the natural frequency and resonance. The ANSYS® and SOLIDWORKS® commercial software were used as auxiliary tool to obtain the natural frequencies and modes of vibration of the analyzed structure. Using the mathematical modeling, with the finite element method, it was possible to observe which part of the chassis showed the highest value of deformation and which part presented the highest Von-Mises's stress, be it on the modal or the structural analysis after the simulation. Such problems were solved by adding a truss reinforcement. Simulating collision scenarios at speeds of 42m/s and 53m/s, the latter with reinforcement, and varying the exit angles and speeds, it is possible to state that the truss showed itself as a viable option to the dissipation of the efforts in the structure. These data will serve as starting parameters for the choice and construction of the chassis of the Motostudent team of the Federal University of Paraíba.

Keywords: Static analysis. Chassis. Motorcycle. Modal. Collision

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Análise dinâmica de um chassi do tipo escada	16
Figura 2 – Resposta pelo tempo de vibração livre e vibração forçada	17
Figura 3 - Tensão deformação mostrando zona plástica e elástica.....	19
Figura 4 - Demonstração do refino de malha numa simulação	23
Figura 5 - Padrão de simulação proposto pelo software <i>Ansys Workbench</i>	25
Figura 6 - Protótipo de chassi em estudo apresentando em cores cada parte da estrutura.	27
Figura 7 - Protótipo de chassi em estudo em corpo único.....	27
Figura 8 - Modos de vibrar para análise de corpo livre.....	30
Figura 9 – Primeiro modo de vibrar no plano YZ em movimento de rotação.....	31
Figura 10 - Segundo modo de vibrar no plano YZ em movimento de rotação.....	31
Figura 11 - Terceiro modo de vibrar no plano YZ em movimento de rotação.....	32
Figura 12 - Quarto modo de vibrar no plano YX em movimento de translação.	32
Figura 13 - Quinto modo de vibrar no plano YX em movimento de translação.....	33
Figura 14 - Sexto modo de vibrar no plano YX em movimento de translação.	33
Figura 15 - Sétimo modo de vibrar no plano XZ com deformação causada por uma torção.	34
Figura 16 – Oitavo modo de vibrar no plano YX com deformação causada por uma torção.	34
Figura 17 – Nono modo de vibrar no plano YX com deformação causada por uma torção	35
Figura 18 – Décimo modo de vibrar no plano ZX com deformação causada por uma torção	35
Figura 19 – Décimo primeiro modo de vibrar no plano YX com deformação causada por uma torção.	36
Figura 20 - Décimo segundo modo de vibrar. Plano YX – Deformação causada por uma torção obtendo valores máximos na parte traseira do motor.....	36
Figura 21 - Adição de superfícies de fixação e pesos do motor e do piloto.....	37
Figura 22 - Primeiro modo de vibrar. Plano ZX – Torção concentrada na região traseira da estrutura.	38
Figura 23 - Segundo modo de vibrar. Plano YX – Torção concentrada na parte traseira da estrutura.	38

Figura 24 - Terceiro modo de vibrar. Plano YZ – Torção concentrada na parte dianteira da estrutura. Apesar de existir massa presente nessa região, a estrutura apresentou alta deformação.....	39
Figura 25 - Quarto modo de vibrar. Plano YX – Torção concentrada na parte traseira da estrutura.	39
Figura 26 - Quinto modo de vibrar no plano YX – Torção concentrada na parte inferior do berço do chassi.	40
Figura 27 - Sexto modo de vibrar. Plano YX – torção concentrada na parte traseira do chassi	40
Figura 28 - Modelo esquemático da colisão	42
Figura 29 - Vista do plano XZ indicando a força causada pela colisão	43
Figura 30 - Deformação causada pela força da colisão no plano XZ	43
Figura 31 - Tensão de Von-Mises em evidência no chassi.	44
Figura 32 - Vista em perfil do chassi reforçado por treliça.....	44
Figura 33 - Vista isométrica do chassi reforçado, evidenciando o reforço na parte traseira.	45
Figura 34 - Vista em perfil do chassi reforçado mostrando a malha.....	45
Figura 35 - Deformação causada pela força na colisão. Plano YZ – a deformação máxima ocorreu na parte frontal do chassi.	46
Figura 36 - Deformação causada pela força na colisão no plano ZX	46
Figura 37 - Distribuição de tensão de Von-Mises no chassi com reforço em treliça.	47
Figura 38 - Distribuição de tensão de Von-Mises no chassi com reforço em treliça.	47
Figura 39 - Modelo simplificado da primeira colisão com chassi reforçado	49
Figura 40 - Deformação causada pela segunda força no chassi.....	49
Figura 41 - Distribuição de tensão causada pela segunda força no chassi.....	50
Figura 42 - Deformação causada pela terceira força no chassi.....	51
Figura 43 - Distribuição de tensão causada pela terceira força no chassi.....	52
Figura 44 - Distribuição de deformação causada pela quarta força no chassi.	53
Figura 45 - Distribuição de tensão causada pela quarta força no chassi.	53
Figura 46 - Distribuição de deformação causada pela quinta força no chassi.....	54
Figura 47 - Distribuição de tensão causada pela quinta força no chassi.	55
Figura 48 - Distribuição de deformação causada pela sexta força no chassi.....	56
Figura 49 - Distribuição de deformação causada pela sexta força no chassi.....	56

Figura 50 - Distribuição de deformação causada pela sexta força no chassi, ângulo oposto.	57
---	----

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Considerações adotadas para cálculo da força equivalente	41
Quadro 2 - Considerações adotadas para cálculo da segunda força equivalente.....	48
Quadro 3 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 2.	49
Quadro 4 - Considerações adotadas para cálculo da terceira força equivalente	50
Quadro 5 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 4.	51
Quadro 6 - Considerações adotadas para cálculo da quarta força equivalente	52
Quadro 7 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 6.	52
Quadro 8 - Considerações adotadas para cálculo da quinta força equivalente.....	54
Quadro 9 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 8.	54
Quadro 10 - Considerações adotadas para cálculo da sexta força equivalente	55
Quadro 11 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 10.	56
Quadro 12 - Resumo dos dados obtidos nas colisões.....	58

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS	14
1.1.1 Geral.....	14
1.1.2 Específicos	14
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1 ANÁLISE MODAL	15
2.2 VIBRAÇÃO.....	16
2.2.1 Frequência natural	17
2.2.2 Ressonância.....	18
2.3 CONCEITOS DE RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	18
2.3.1 Tensão.....	18
2.3.2 Critério de escoamento de Von-Mises.....	19
2.3.3 Limite de Escoamento	19
2.4 MÉTODO DE MODELAGEM MATEMÁTICA	20
2.4.1 Método de elementos finitos.....	21
3 METODOLOGIA	25
3.1. GEOMETRIA.....	26
3.2 MALHA	28
3.3 PARÂMETROS GERAIS.....	28
3.3.1 <i>Defaults</i>	28
3.3.2 <i>Sizing</i>	28
3.4 <i>SETUP</i>	29
3.5 SOLUÇÃO.....	29
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	30
4.1 ANÁLISE MODAL DE CORPO LIVRE	30
4.2 ANÁLISE MODAL DE CORPO RÍGIDO.....	37
4.3 ANÁLISE ESTRUTURAL - COLISÃO	41
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	59

1 INTRODUÇÃO

A partir do surgimento da primeira motocicleta em 1869, houve preocupação sobre como ela seria com o passar dos anos. Partindo de um motor a vapor associado a uma estrutura similar a uma bicicleta as motos superesportivas atuais contam com muita tecnologia e, o engenheiro desempenhou papel fundamental nessa evolução.

A princípio, os ganhos em desempenhos nos subsistemas eram basicamente feitos empiricamente após testes de tentativa e erro. Hoje, tem-se a tecnologia à disposição para auxiliar no processo de melhorias. *Softwares Computer Aided Design* (CAD) e *Computer Aided Engineering* (CAE) auxiliam profissionais a desenvolverem novos projetos com maior produtividade e eficiência.

Para a obtenção de informações referentes às características mecânicas do quadro de motocicleta, ensaios destrutivos eram realizados. No entanto, apresentavam elevado custo uma vez que para cada tipo de análise feita, um chassi no ensaio seria descartado. Logo, no que se refere a protótipos em fase de desenvolvimento, esse método se mostra ineficaz pelo fato de não ter sido produzido fisicamente. Esta limitação foi o estopim para que este método deixasse de ser usado na indústria de produção em larga escala, uma vez que tal procedimento é lento e com custo elevado.

Assim, o estudo prévio a partir de uma análise modal será possível determinar quais as frequências naturais de um sistema mecânico enquanto as estruturas estão sendo projetadas. A obtenção desses dados é relevante devido ao fato de que a partir desses é possível saber como o chassi se comportará nos seus modos de vibrar, tendo noção se a estrutura será válida ou não numa aplicação real, tendo como base a relação entre a frequência natural e a ressonância.

Diante desta discussão, este estudo assume a importância pois permite o conhecimento prévio do engenheiro sob seu projeto, como o mesmo irá se comportar quanto a análise estática estrutural, observando fatores como deformação e tensões.

Como parte do procedimento de simulação, o chassi foi discretizado em elementos finitos em uma malha, método padrão para análises no *ANSYS 16.0*, uma vez que a análise estrutural é provavelmente a aplicação mais comum do método de elementos finitos.

As simulações foram realizadas usando um modelo adaptado de chassi de uma motocicleta esportiva comercial, que apresenta um chassi tipo berço duplo em tubos

de aço soldados, com duas vigas superiores, duas colunas à frente do motor e duas vigas inferiores, que servem de berço, sob o motor, proporcionando maior rigidez e proteção ao cárter do motor.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Geral

Analisar o comportamento de um chassi de uma motocicleta de rua por meio de simulação, fazendo análise estática estrutural e modal, tomando como resultados a deformações e tensões.

1.1.2 Específicos

- a) Observar os modos de vibração do chassi de uma motocicleta analisando a deformação em cada modo desde em corpo livre como em corpo rígido;
- b) Realizar uma análise estrutural estática, simulando uma colisão e o comportamento da estrutura do ponto de vista de tensão e deformação.
- c) Contribuir com informações relevantes ao desenvolvimento de chassis de motocicletas à equipe Motorius – UFPB, com o intuito de fomentar a construção de protótipos futuros para serem utilizados nas competições *MotoStudent*.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 ANÁLISE MODAL

A análise dinâmica pode ser caracterizada através de três propriedades fundamentais: os modos naturais de vibração, os fatores de amortecimento, e as frequências naturais da estrutura. A análise modal é o processo constituído de técnicas teóricas e experimentais que possibilitam a construção de um modelo matemático representativo do comportamento dinâmico do sistema em estudo, a fim de determinar os seus parâmetros modais (NÓBREGA; HANAI, 2005).

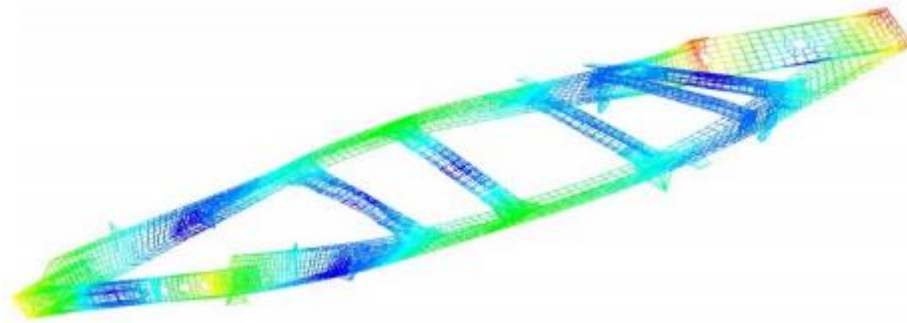
A análise modal é uma forma de análise dos parâmetros de vibração de uma estrutura através de métodos experimentais (EWINS, 2000).

Sendo assim, é fundamental em projetos mecânicos e estruturais submetidos a carregamentos variáveis no tempo, que se verifique comportamentos indesejáveis da estrutura quando solicitada.

Desta forma, a análise modal se faz importante para que o projetista possa deslocar as frequências naturais para valores que na qual o veículo não opera, evitando assim o efeito de ressonância indesejado. Uma das formas do projetista deslocar estas frequências é através de alteração da massa, rigidez do sistema e até mesmo mudanças na geometria.

Na figura 1 é possível ilustrar esta descrição onde, um chassi respondendo a um determinado modo de vibração, mais especificamente o modo de flexo-torção, na qual o chassi experimenta esforços de tração, compressão e cisalhamento, indesejáveis pelo projetista, cabe então ao projetista deslocar estas frequências naturais o quão for possível.

Figura 1 – Análise dinâmica de um chassi do tipo escada



Fonte: Pereira, C. (2016)

Na Figura 1, observa-se a existência de cores e a forma com que elas variam. Esta é a forma que um *software* CAE mostra a intensidade dos esforços sofridos pelas estruturas. As cores azuis mostram baixa intensidade nos esforços, as verdes, esforços intermediários e em vermelho estão as regiões que apresentam maiores valores.

2.2 VIBRAÇÃO

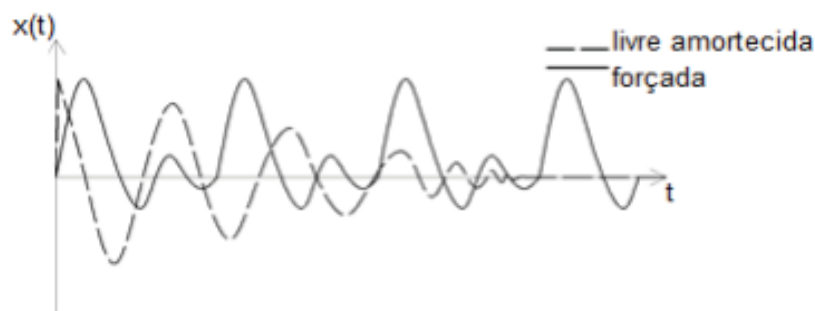
Segundo Rao (2007), qualquer corpo que possua massa e elasticidade é capaz de realizar um movimento oscilatório. Baseado neste pressuposto pode-se realizar a analogia que a maioria das atividades humanas envolve alguma forma de vibração: a audição humana é resultado da vibração dos tímpanos, a respiração está associada à vibração dos pulmões, os batimentos cardíacos são movimentos vibratórios do coração, a fala que se fundamenta na vibração das cordas vocais e os nossos movimentos envolvem oscilações de braços e pernas.

Historicamente, o interesse humano mais antigo do estudo de vibrações é proveniente dos instrumentos musicais em 4000 a.C. (RAO, 2007) e, em termos industriais, mais recentemente, o estudo das vibrações em engenharia foram motivados basicamente pelos problemas de desbalanceamento em motores de combustão à diesel e outras máquinas rotativas, tais como turbinas à gás, onde a vibração causa desgaste mais rápido em mancais e engrenagens, provocando ruído excessivo, pode provocar o afrouxamento de parafusos, dentre outros fatores.

Em termos de existência (ou não) de forças externas agindo no sistema pode-se dividir as vibrações em dois tipos (RAO, 2007):

- a) Vibrações livres (ou naturais): causadas por condições iniciais (deslocamento inicial e/ou velocidade inicial);
- b) Vibrações forçadas: causadas por forças e/ou torques externos; as oscilações persistem durante a aplicação dos mesmos e uma vez cessadas essas solicitações o sistema entra em vibração livre.

Figura 2 – Resposta pelo tempo de vibração livre e vibração forçada



Fonte: Rao (2007)

A Figura 2, mostra a amplitude da vibração livre e forçada ao longo do tempo. Especificamente na figura 2, pode-se observar a diferença entre a vibração livre amortecida em que sua amplitude diminui ao longo do tempo pelo efeito do amortecimento; e a vibração forçada, característica por apresentar um comportamento onde não há diminuição da amplitude.

A nível do estudo, o foco será as vibrações livres. No caso o chassi de uma motocicleta, se comportará dada as diversas frequências de excitação a que este estará submetido, principalmente se a frequência de excitação atingir a frequência natural do corpo a ser estudado.

2.2.1 Frequência natural

As frequências naturais indicam a taxa de oscilação livre da estrutura, depois de cessada a força que provocou o seu movimento. Em palavras similares, representa o quanto a estrutura vibra quando não há força aplicada sobre ela. Esta frequência é função direta da rigidez, e inversa da massa da estrutura, sendo designada por um número real positivo, e cuja unidade mais comum é o Hertz. Uma estrutura possui diversas frequências naturais pois ela pode vibrar livremente (após ter sido excitada

por uma força) em diversas direções. A frequência natural mais importante é a primeira, menor entre todas, designada por fundamental (NÓBREGA; HANAI, 2005).

Sendo assim, a frequência natural é uma característica intrínseca de todo corpo que está diretamente relacionada com sua massa e com sua constante elástica. E, pode ser representada de duas formas pela Eq. (1)

$$F_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{ou} \quad F_n = \frac{w}{2\pi} \quad (1)$$

Onde, segundo Rao (2007), k é a constante elástica dada em N/m, m é a massa total do sistema, em quilogramas (kg); w (omega) é a frequência angular em radianos por segundo (rad/s). A frequência de forma geral é dada em Hertz (Hz) e mostra quantas oscilações por segundo estão sendo observada.

Uma forma de evitar que a estrutura trabalhe em sua frequência natural é alterando a massa ou a rigidez do sistema, através de mudanças na geometria, por exemplo, para deslocar as frequências naturais a valores mais elevados, longe das faixas de frequência nas quais o equipamento trabalha (MOURA, 2010).

2.2.2 Ressonância

Se a frequência da força externa for próxima a uma das frequências naturais do sistema, ocorre uma condição conhecida como ressonância, e o sistema pode sofrer oscilações perigosamente grandes. Falhas de estruturas como edifícios, pontes, turbinas e asas de aviões foram associadas à ocorrência de ressonância. (RAO, 2009). Esse é um dos motivos pelos quais as análises modais são utilizadas cada vez mais para prevenir que tais eventos ocorram.

2.3 CONCEITOS DE RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

2.3.1 Tensão

Segundo Beer (2011), a força por unidade de área, ou intensidade das forças distribuídas sobre uma determinada seção, é chamada de tensão naquela seção. A tensão na seção transversal de área de uma barra submetida a uma carga axial, é obtida dividindo-se o valor da carga pela área segundo a Eq. (2):

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2)$$

Onde σ é a tensão em Pascal (Pa), P é a carga em Newtons (N) e A é a área em metros quadrados (m²).

2.3.2 Critério de Escoamento de Von-Mises

O critério de escoamento de Von-Mises prevê que o escoamento ocorrerá quando a energia de distorção em um volume unitário for igual à energia de distorção no mesmo volume quando submetida a uma tensão uniaxial até atingir a tensão de escoamento. (ANSYS, 2010.) Assim, a Eq. (3) apresenta a equação da tensão de Von-Mises, onde as tensões são dadas em Pascal (Pa).

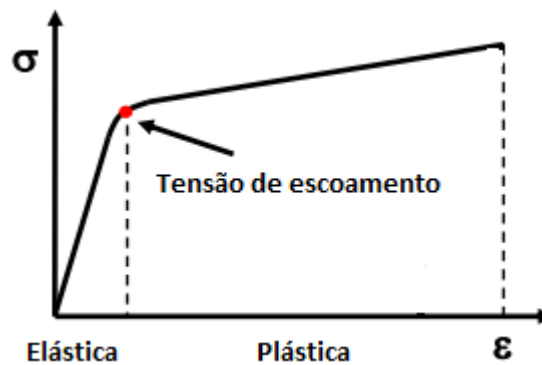
$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (3)$$

Logo, quando essa tensão é ultrapassada, o material escoará.

2.3.3 Limite de Escoamento

Limite de escoamento é uma característica intrínseca dos materiais. A este limite, associa-se uma tensão que a partir dela, o corpo migra da zona plástica para zona elástica, esta é tensão de escoamento. Essa tensão é o ponto que divide a zona plástica e elástica, conforme figura 3.

Figura 3 - Tensão deformação mostrando zona plástica e elástica



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na Figura 3, o comportamento da deformação com a tensão aplicada em dado material. Basicamente, o comportamento de deformação divide-se

em duas partes: zona elástica e plástica. Na zona elástica, a deformação apresenta um perfil linear: quando submetido a uma carga, é gerada uma tensão, o corpo deforma-se; quando a carga é retirada, o material volta a seu estado inicial, sem deformação aparente. Já na zona elástica, sendo atingida a tensão de escoamento, o material entra em zona plástica, escoando. Neste caso, o há deformação permanente e alteração suas propriedades.

Assim, quando um corpo sofre uma deformação elástica, ele é capaz de voltar a forma inicial, sem deformação aparente; já no caso da deformação elástica, ele perde essa capacidade de voltar à forma original e mantém-se deformado após a retirada da tensão que o deformou.

2.4 MÉTODO DE MODELAGEM NUMÉRICA

Os *softwares* CAE para resolução dos problemas propostos em análises realizam aproximação matemática de equações complexas para equações simples de fácil resolução. Segundo Pereira, C. (2016) com o desenvolvimento do método de elementos finitos, o modelo matemático é simplificado a um conjunto de equações diferenciais ordinárias que regem o comportamento da estrutura em análise. Com isso, sua utilização na elaboração de projetos de engenharia se tornou indispensável, pois com a utilização do método, a simulação e análise do comportamento das estruturas podem ser realizadas antes que sejam construídos protótipos, reduzindo desta forma o custo e o tempo na concepção de projetos.

Para a aplicação da modelagem matemática, o corpo a ser estudado deve ser discretizado em elementos finitos, isto é, o objeto de estudo é subdivididos em pequenas partes para que possam ser analisados os parâmetros desejados na simulação, como mostra a Figura 4. Os elementos finitos possuem geralmente formas tetraédricas ou hexagonais, dependendo da geometria a ser estudada.

A análise por elementos finitos é um método numérico fundamentado na possibilidade de se substituir a aplicação de uma equação que governa algum fenômeno físico sobre um domínio de geometria grande e complexa, pela sua aplicação em subdomínios de menor tamanho e complexidade, através de algum método de matemática variacional (PEREIRA, H. 2016).

Segundo Pereira, C. (2016), criar uma malha adequada é um pré-requisito básico para simulações na engenharia usando *softwares* CAE. Para viabilizar os

cálculos computacionais, o procedimento padrão para realizar uma simulação é discretizar a estrutura a ser estudada. A discretização é feita dividindo a estrutura em elementos finitos. A malha formada é formada por nós (*nodes*) e as áreas entre esses vértices são chamadas de elementos.

Assim, a seleção adequada de uma malha para uma determinada simulação, possui um caráter indispensável, uma vez que a seleção inadequada da mesma, pode acarretar em erros de projeto que, na prática, poderão apresentar resultados diferentes da simulação.

2.4.1 Método de elementos finitos

Segundo Sousa (2014), atualmente, é impensável projetar estruturas inovadoras e/ou arrojadas sem se recorrer a este método de análise estrutural. O Método dos Elementos Finitos é um método matemático de análise e resolução de problemas científicos e de engenharia. De uma forma geral, o Método dos Elementos Finitos é utilizado na busca de soluções para problemas complexos, para os quais não se conhece uma solução exata que possa ser expressa de forma analítica. A grande quantidade de cálculo associada à aplicação deste método requer a utilização de computadores capazes de dar resposta ao elevado número de cálculos efetuados

O método dos elementos finitos (MEF) é amplamente utilizado na engenharia para diversos tipos de análises em diferentes campos. Na engenharia mecânica, por exemplo, a análise dos deslocamentos e tensões em um sólido sujeito a ações externas é de ampla importância no projeto e dimensionamento de estruturas (PEREIRA, C. 2016).

Para Ciuccio (2010), o MEF apresenta atualmente um nível de desenvolvimento que permite sua utilização por diversas áreas de engenharia e de projetos. Trata-se de uma importante técnica de análise de estruturas biomecânicas, a versatilidade deste método torna possível avaliar de maneira rápida e precisa o comportamento mecânico e fazer uma previsão da resistência à fratura dos materiais, normalmente empregados nas restaurações.

Em situações em que recursos financeiros são limitados, a praticidade do uso do método de elementos finitos se faz ainda mais eficaz, uma vez que é possível alterar indefinidamente o corpo a ser projetado, sem que haja custo de material ou mão de obra para a construção de um protótipo físico.

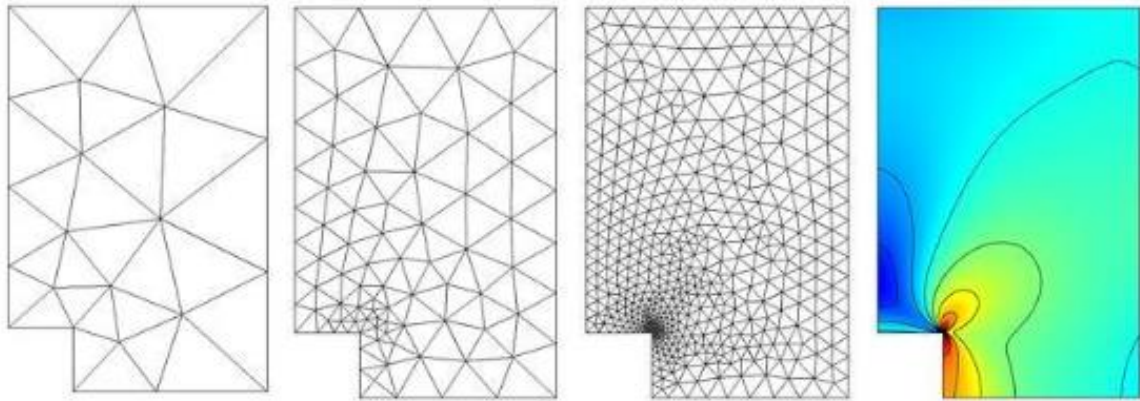
Para Sousa (2014), a aplicação do Método dos Elementos Finitos na análise estrutural consiste na criação de um modelo que aproxime as propriedades geométricas e mecânicas da estrutura real com um número infinito de graus de liberdade por um modelo com um número finito de graus de liberdade. Simplificadamente, os passos necessários para realizar uma análise pelo Método dos Elementos Finitos são os seguintes:

1. Seleção do modelo estrutural adequado à análise pretendida e definição das propriedades dos materiais;
2. Divisão do domínio da estrutura recorrendo a linhas, superfícies ou volumes, gerando uma malha de elementos finitos;
3. Cálculo das matrizes de rigidez elementares e dos vetores de forças nodais equivalentes para cada elemento finito;
4. Assemblagem das contribuições de cada elemento finito na matriz de rigidez e vetor de forças globais da estrutura;
5. Introdução das condições de fronteira e resolução do sistema de equações;
6. Cálculo das extensões e tensões para cada elemento finito a partir do conhecimento dos deslocamentos nodais;
7. Interpretação e apresentação dos resultados graficamente;
8. Avaliação da necessidade de considerar alterações ao modelo ou aumento do refinamento da malha de elementos finitos de modo a precisar as zonas onde existam variações de tensões acentuadas.

Logo, nesta sequência de passos, o autor afirma que o objetivo é o de mostrar o encadeamento usado numa análise por elementos finitos.

Dependendo da complexidade da geometria e conexões da estrutura a ser analisada, o *Ansys* fornece opções para a seleção da malha a ser criada. Os tipos pré-estabelecidos são os *coarse* (grosseira), *medium* (intermediária) e *fine* (refinada).

Figura 4 - Demonstração do refino de malha numa simulação



Fonte: KUROWSKI (2016)

Nota-se na Figura 4, a diferença entre o refino de uma malha. Da esquerda para direita, é possível observar a malha bem grosseira, com elementos finitos grandes e pouco precisos, nos quadros seguintes há uma melhoria na qualidade dos elementos. Com a melhoria vem a precisão na resposta em troca de maior esforço computacional. Nota-se, também, que na parte inferior esquerda do terceiro modo de refino, uma região que exige maior precisão da resposta.

Partindo do conceito matemático de limite, a malha que apresentar maior número de elementos finitos mostrará com mais exatidão o resultado desejado aproximando-se da realidade. Isso é válido quando não se considera custos operacionais, pois quanto maior o número de nós e de elementos, maior será o esforço computacional e a duração da simulação. Desta forma, a seleção adequada da malha se dá quando há um equilíbrio entre o esforço computacional e a confiabilidade da resposta.

Em resumo, Ciuccio (2010), afirma que na análise de elementos finitos, utiliza-se um software, com utilização específica do módulo de elementos finitos para geração da geometria e a malha. O método dos elementos finitos, para um dado caso de estrutura real, pode ser resumido nos seguintes passos:

- a) Modelagem geométrica onde é criado um modelo matemático (geométrico) do objeto em estudo, tipicamente, isto é realizado em um programa de computador;
- b) Modelagem por elementos finitos que subdivide o modelo geométrico em elementos interconectado por seus pontos nodais ou nós, os quais se encontram no sistema de coordenadas X, Y, Z. Os conjuntos resultantes dos materiais são características e propriedades de cada tipo de material;

c) Definições do ambiente, nesta fase são conferidas ao modelo matemático as condições de fixação e carregamento, que simulam o modelo físico real, conhecido também por condições de contorno;

d) A etapa de análise ocorre com o cálculo dos resultados (deslocamentos, tensões e deformações), ou seja, as respostas do modelo às solicitações de maneira estática.

3 METODOLOGIA

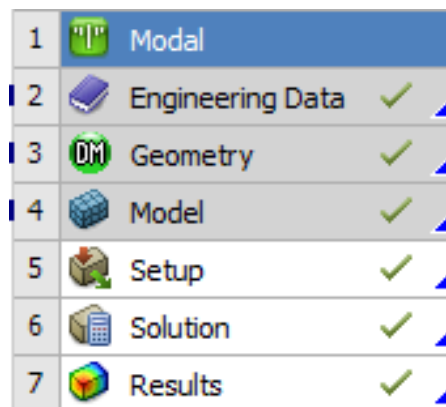
Com o objetivo de analisar o comportamento de um chassi de uma motocicleta por meio de simulação, não será aqui discutido sobre os métodos numéricos utilizados na resolução do problema, e sim, será demonstrado qual metodologia se adequa melhor nesta análise. Conforme supracitado, os *softwares* comerciais ANSYS® e SOLIDWORKS® foram utilizados neste trabalho como ferramenta auxiliar para obtenção das frequências naturais e modos de vibração das estruturas analisadas.

Assim, a metodologia seguida para execução do estudo adota o padrão proposto pelo *Ansys Workbench 16.0*, apresentado nas seguintes etapas, conforme a figura 5:

1. Geometria;
2. Modelo;
3. *Setup*;
4. Solução;
5. Resultados.

As quatro primeiras etapas serão apresentadas neste capítulo e as últimas etapas no capítulo seguinte.

Figura 5 - Padrão de simulação proposto pelo software *Ansys Workbench*.



Fonte: *Ansys 16.0*.

Observa-se na Figura 5, a sequência de resolução. O item 1 indica qual análise será realizada, no caso, análise modal. O item 2, *Engineering Data* (Informações de engenharia), é onde são selecionados parâmetros básicos, como densidade, tensão de escoamento, tensão última e tipos de materiais. Já no item 3, *Geometry* (Geometria) é onde o *software* CAE vai “conhecer” a geometria a ser simulada,

podendo ser desenhada nesta etapa ou importada de outro *software*. No item 4, *Model* (Modelo), é onde se define os parâmetros da malha. O *setup*, item 5, é onde são definidas as condições que o protótipo estará submetido, como forças, suportes fixados e pontos de massa. No item 6, *Solution* (Solução), é onde o *software* irá analisar as informações constantes no itens anteriores e resolver as equações matemáticas baseadas na(s) resposta(s) desejadas pelo usuário, sendo elas deformação total ou tensão equivalente, no caso do presente estudo. Na última etapa da simulação, item 7, é onde são expostos os resultados para o que foi selecionado no item 6, numérica e graficamente. Nesta etapa também é informado se houve algum problema que impossibilitou a simulação, indicando em qual etapa está o erro para ser corrigido.

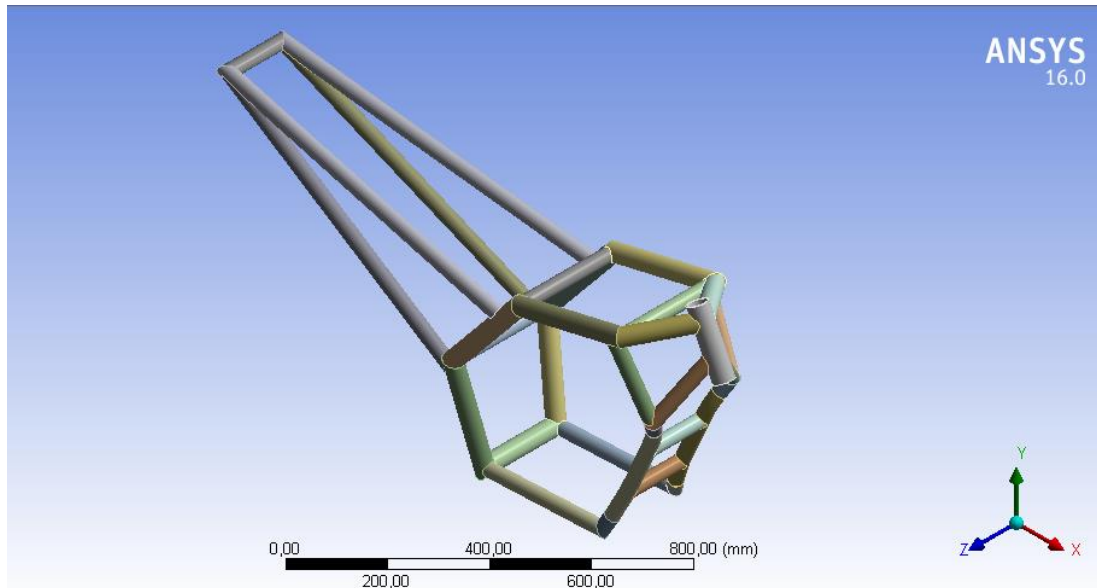
3.1. GEOMETRIA

O protótipo foi obtido no *GrabCad*, plataforma de compartilhamento de geometrias para diversos *softwares* CAE e CAD. A geometria escolhida foi um chassi que foi modelado a partir de uma motocicleta comercial estilo esportiva, com algumas simplificações para facilitar a análise. A seleção deste chassi ocorreu devido ao fato que esta assemelha-se aos padrões utilizados nas competições *Motostudent*.

As dimensões para o protótipo são: 1338,4mm de comprimento, 620,73mm de altura e 302,2mm de largura.

O *software* usado para construção do modelo foi o *Solidworks* (2018). Como esse protótipo foi projetado para fins de estudo, algumas alterações foram necessárias. No padrão do *software* de origem, cada parte da estrutura é apresentada de acordo com sua modelagem, isto é, peças avulsas combinadas entre si. Para fins de simulação no *ANSYS* 16.0, essas peças deveriam formar um corpo único sendo necessário realizar um procedimento no próprio *Solidworks* para que atendesse ao objetivo do estudo. Nas figuras 6 e 7 é possível visualizar o protótipo de chassi em estudo com as estruturas em cores ainda separadas e em corpo único, respectivamente.

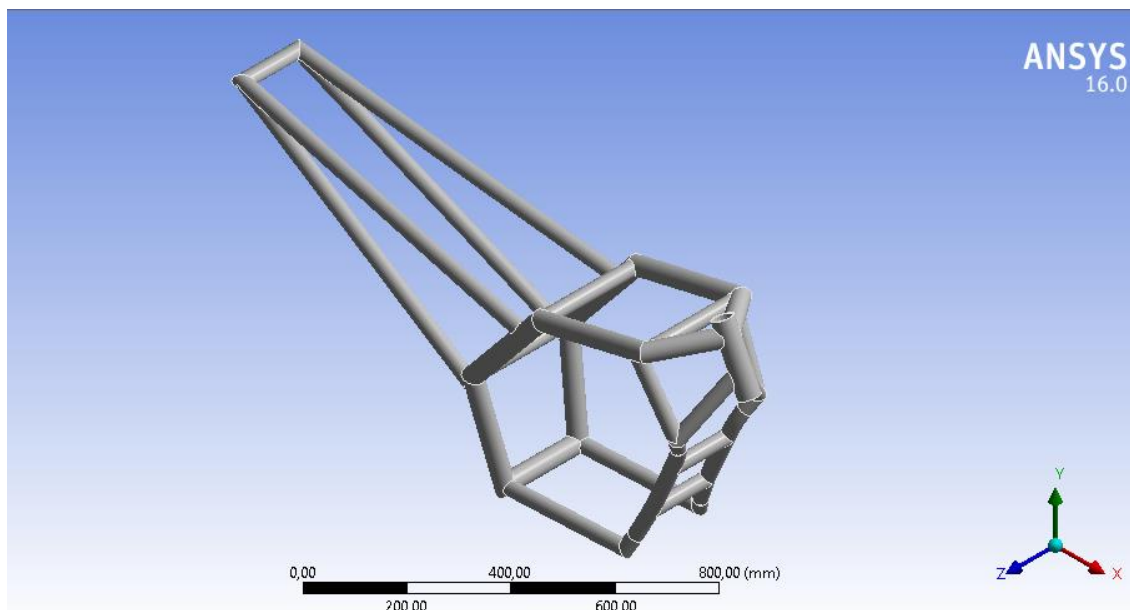
Figura 6 - Protótipo de chassi em estudo apresentando em cores cada parte da estrutura.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na Figura 6, o protótipo com geometria importada do *software Solidworks*. Nota-se que cada parte da estrutura apresenta uma cor diferente, indicando que o *Ansys* não o identificou como um corpo sólido e único, sendo necessário executar um comando para unifica-los.

Figura 7 - Protótipo de chassi em estudo em corpo único



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A Figura 7 mostra a estrutura após a realização do comando para unificar as partes. Diferentemente da Figura 6, o *software* passou a identificar o chassi como um corpo sólido e único, possibilitando a realização da simulação.

3.2 MALHA

A malha selecionada apresenta elementos tetraédricos, como recomendação padrão do *ANSYS* 16.0 para a estrutura em estudo. O parâmetro básico para seleção foi o tipo *Coarse*, isso se deu visando o balanceamento entre o custo computacional e a capacidade disponível.

3.3 PARÂMETROS GERAIS

3.3.1 Defaults

O parâmetro *Physics Preference* (natureza física da simulação) é *Mechanical* (mecânica). Os demais itens não foram alterados.

3.3.2 Sizing

O parâmetro *Relevance Center* (qualidade geral) selecionado foi *Coarse*, como indicado de forma padrão pelo *software* CAE.

O *Span Angle Center* (ângulo de extensão dos elementos) pode ser configurado em: *Coarse* (de 91° a 60°), *Medium* (75° até 24°) e *Fine* (36° até 12°). Este último foi selecionado devido ao fato de apresentar uma melhor geometria à malha no que tange a qualidade próxima às conexões.

O *Element Size* (tamanho dos elementos) selecionado foi 0,02m por padrão do *Ansys*. Os demais parâmetros relacionados a malha foram deixados no padrão sugerido pelo *ANSYS* 16.0. Logo, a malha apresenta 94485 nós (*nodes*) e 52390 elementos.

3.4 *SETUP*

Nesta etapa são definidas as condições preestabelecidas que foram tomadas para a realização da simulação.

O material utilizado foi o padrão escolhido pelo *ANSYS 16.0* e também pelo fato de ser um material comercial de fácil acesso, aço estrutural de densidade igual a 7850 kg/m^3 , tensão de escoamento igual a 250 MPa e tensão última igual a 460 MPa.

Ao decorrer da simulação, algumas considerações são feitas como superfícies que estarão fixas e em quais superfícies estarão o peso do motor e do piloto.

3.5 SOLUÇÃO

Nesta etapa, são observados os dados referentes a: análise modal de corpo livre e de corpo rígido, análise estrutural estática e uma análise modal feita a partir da análise estrutural estática.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 ANÁLISE MODAL DE CORPO LIVRE

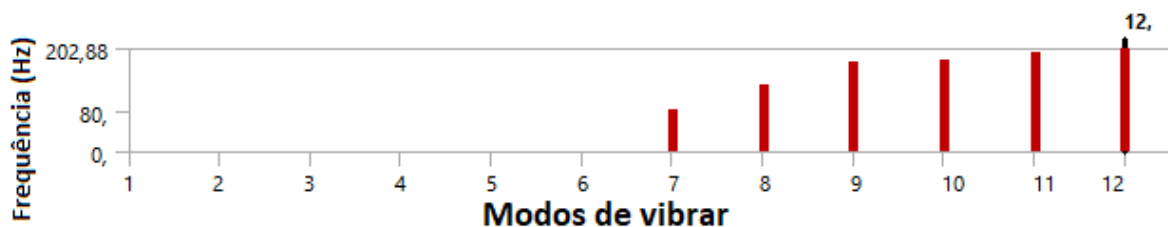
Na análise modal de corpo livre, foram calculados 12 modos de vibrar usando o *software Ansys 16.0*, Figura 8. Segundo Kurowski (2016), os seis primeiros modos de vibrar são associados a frequências naturais de corpo rígido de valor zero, a estrutura tem seis graus de liberdade como um corpo rígido, três de translação e três de rotação.

O *software CAE* detecta os modos de vibrar de corpo rígido e associa-os ao valor de 0Hz de frequência. A partir do sétimo modo de vibrar iniciam-se os modos de vibrar que deformam a estrutura (KUROWSKI, 2016).

Esta etapa é importante pois, se houver algum problema seja geométrico ou de lógica, o *Ansys* indicará o erro nos 6 primeiros modos de vibrar.

Para o estudo, analisou-se os 6 primeiros modos de vibrar e os 6 modos posteriores a estes, totalizando 12 modos de vibrar.

Figura 8 - Modos de vibrar para análise de corpo livre

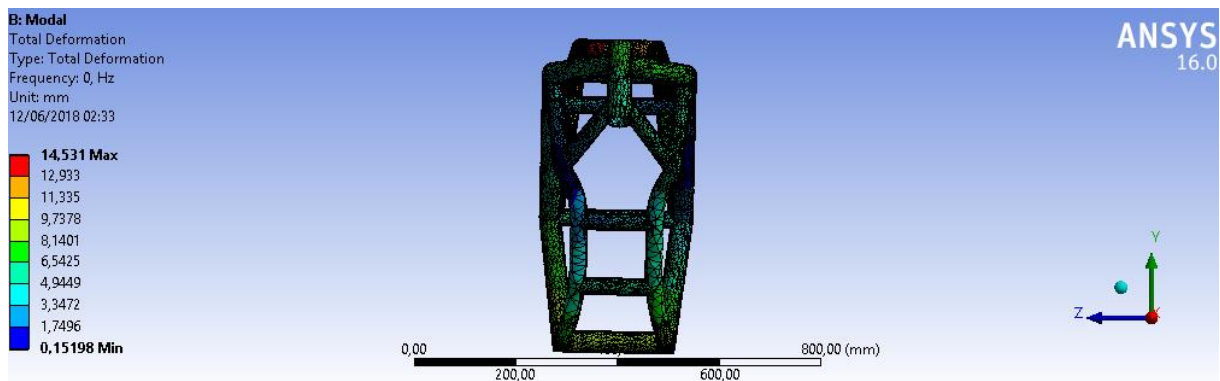


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Conforme apresentado na figura 8, as seis primeiras frequências naturais resultaram em zero, como esperado. Isso implica que o protótipo não apresentou nenhum problema estrutural ou lógico do ponto de vista de um CAE e que a simulação pode prosseguir.

Após a etapa inicial da simulação, partiu-se para a análise modal de corpo livre. O corpo vibra livremente como se estivesse suspenso, podendo ser visualizado na figura 9, 10, 11, 12, 13 e 14 em que são apresentados os modos de vibrar de corpo rígido.

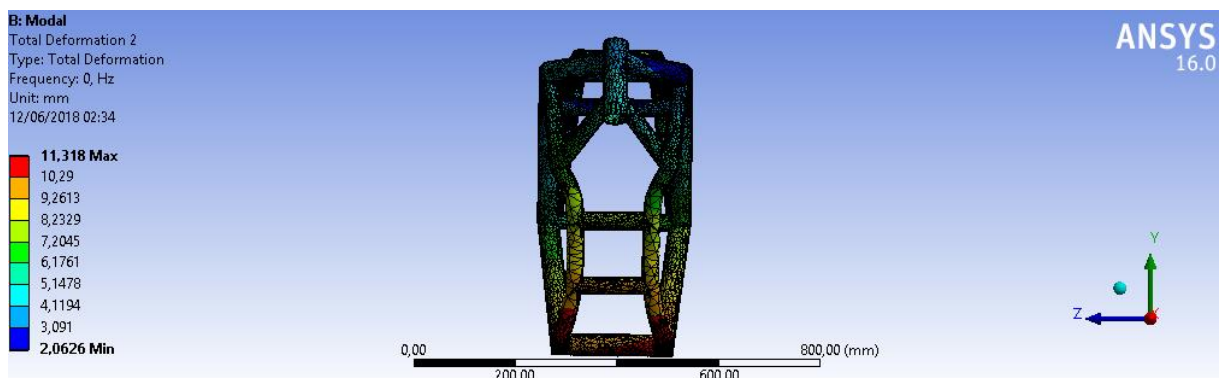
Figura 9 – Primeiro modo de vibrar no plano YZ em movimento de rotação.



Fonte: elaborado pelo autor (2018)

Na figura 9, o corpo descreve um movimento de rotação quase que exclusivamente no plano que pode ser observado pelo plano YZ. Este movimento não apresenta dados relevantes para o estudo por ser uma vibração que associa-se a de corpo rígido com frequência igual a 0Hz.

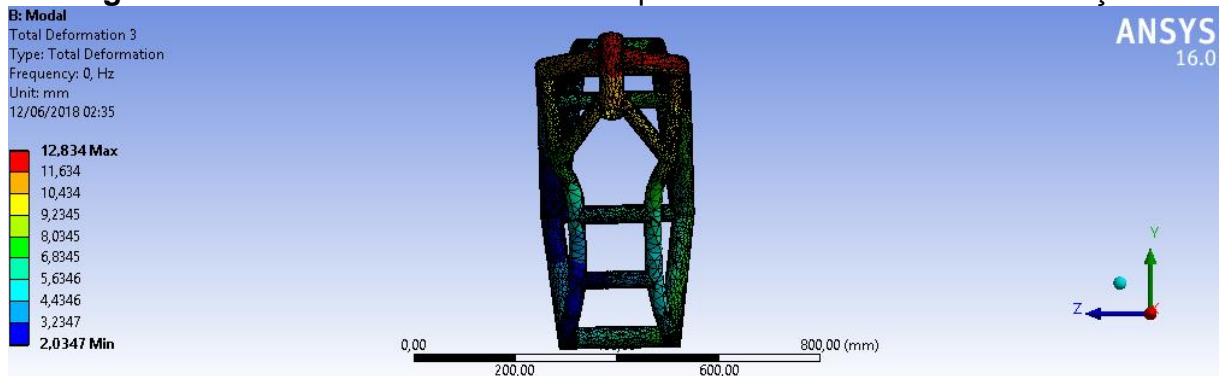
Figura 10 - Segundo modo de vibrar no plano YZ em movimento de rotação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na figura 10, que o corpo descreve uma trajetória de rotação exclusivamente no plano YZ, com valor máximo de deformação na parte inferior do chassi. Este movimento não apresenta dados relevantes para o estudo por ser uma vibração que se associa-se a de corpo rígido com frequência igual a 0Hz.

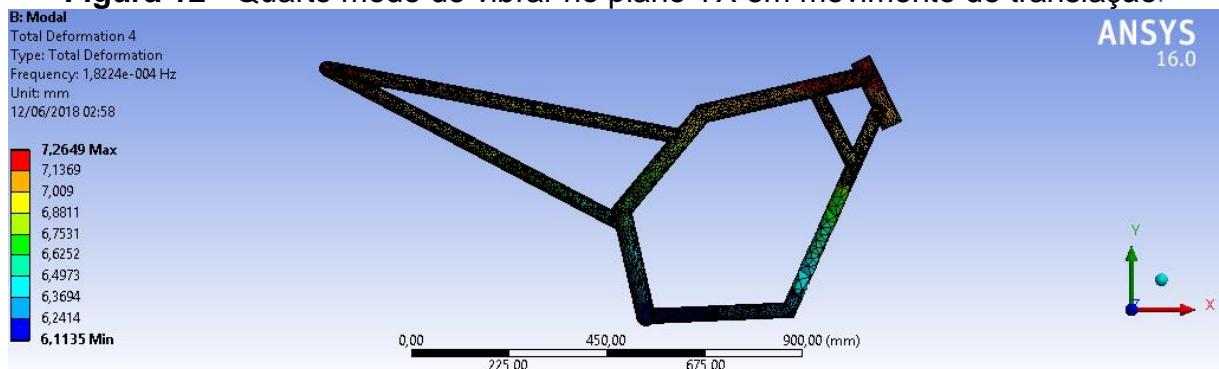
Figura 11 - Terceiro modo de vibrar no plano YZ em movimento de rotação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Na Figura 11, a estrutura também fez um movimento de rotação no plano indicado similar ao realizado na figura 9. O movimento, também apresenta frequência 0Hz.

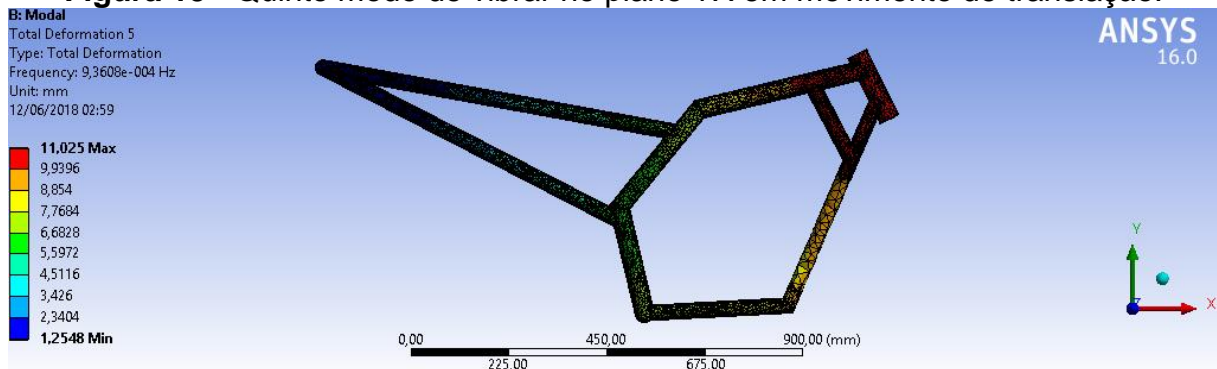
Figura 12 - Quarto modo de vibrar no plano YX em movimento de translação.



Fonte: elaborado pelo autor (2018)

A figura 12 mostra o primeiro modo em que a estrutura executa um movimento de translação. Como indicado no plano YX, o deslocamento máximo é de 7,26mm. Este movimento não apresenta dados relevantes para o estudo por ser uma vibração que se assemelha de corpo rígido com frequência igual a 0Hz.

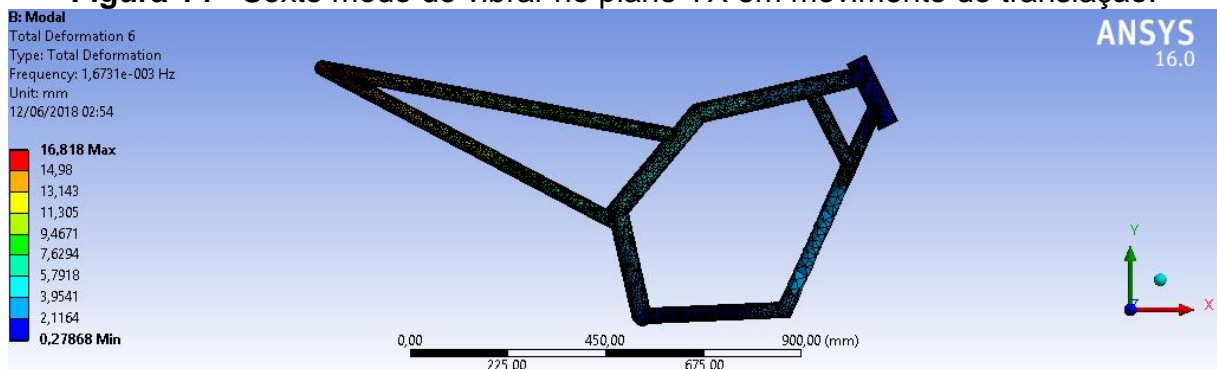
Figura 13 - Quinto modo de vibrar no plano YX em movimento de translação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A figura 13 mostra o quinto modo de vibrar, explicitando um movimento de translação. O deslocamento máximo é de 11,0mm, porém esse valor numérico não influencia o estudo, por se tratar de uma deformação que se associa a uma frequência natural de corpo rígido.

Figura 14 - Sexto modo de vibrar no plano YX em movimento de translação.

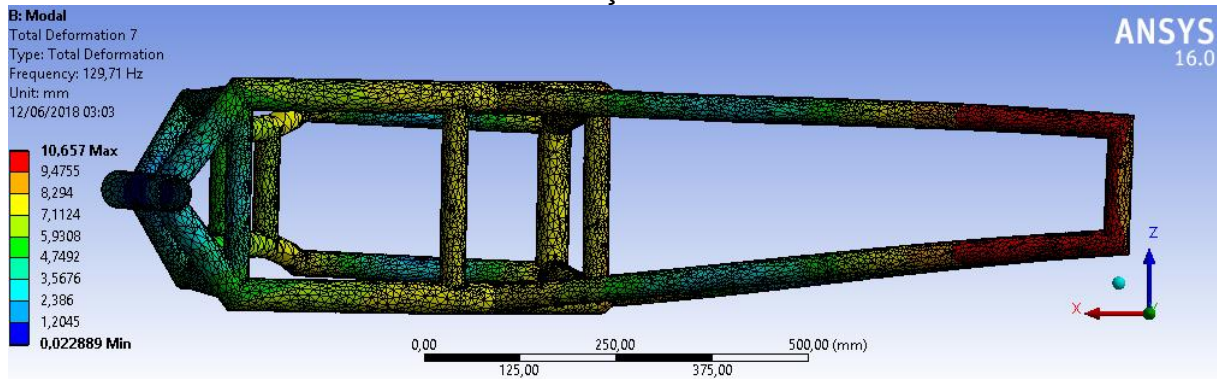


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Na Figura 14 tem-se o último modo de vibrar que associa-se a vibração de corpo rígido. Deslocamento no plano YX, com valor máximo em 16,8mm.

Os modos de vibrar a seguir já passam a ser objeto de estudo, pois a partir destes a estrutura está submetida a esforços que podem causar tensões ou deslocamentos exagerados, de acordo com as frequências como pode ser observado a seguir.

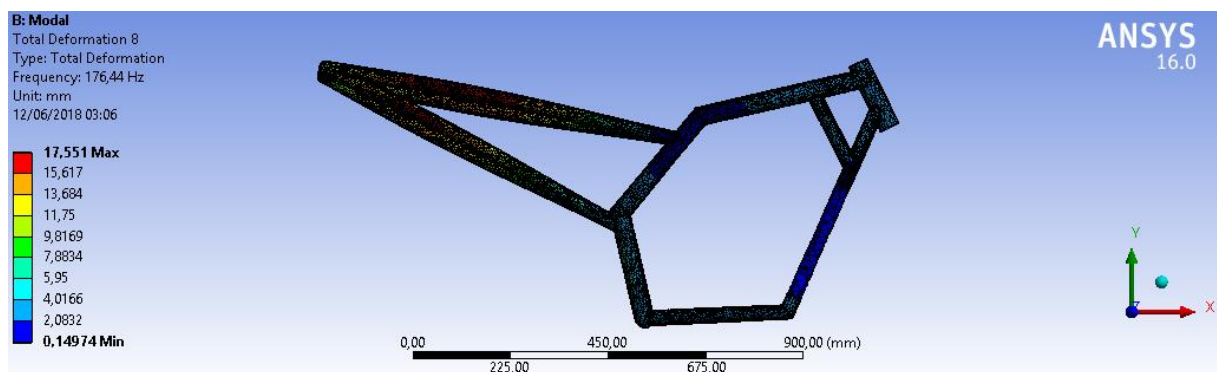
Figura 15 - Sétimo modo de vibrar no plano XZ com deformação causada por uma torção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Neste caso, a Figura 15 mostra que a estrutura obteve valores máximos 10,6mm de deformação, na parte traseira e valores médios na região do berço do motor.

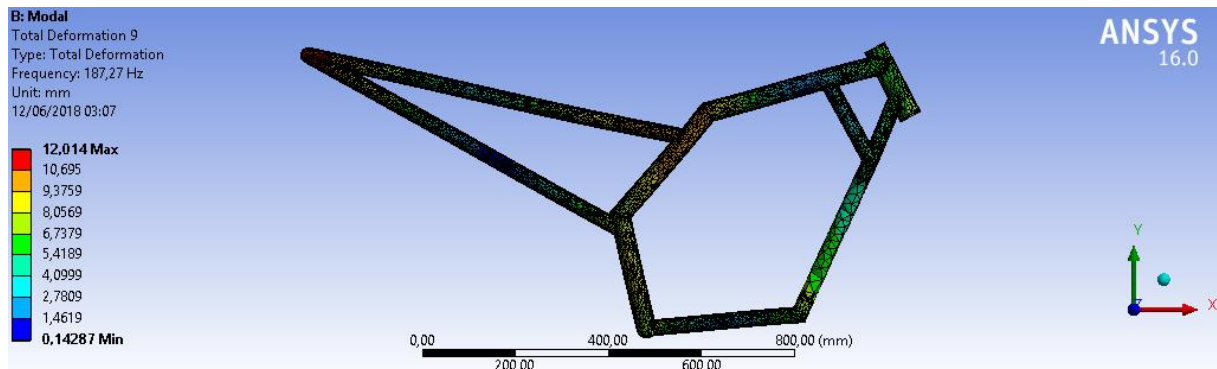
Figura 16 – Oitavo modo de vibrar no plano YX com deformação causada por uma torção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observando as figuras 15 e 16, nota-se que há um elevado valor de deformação no que se refere a corpo livre na parte traseira do chassi, onde será acoplada o assento do piloto.

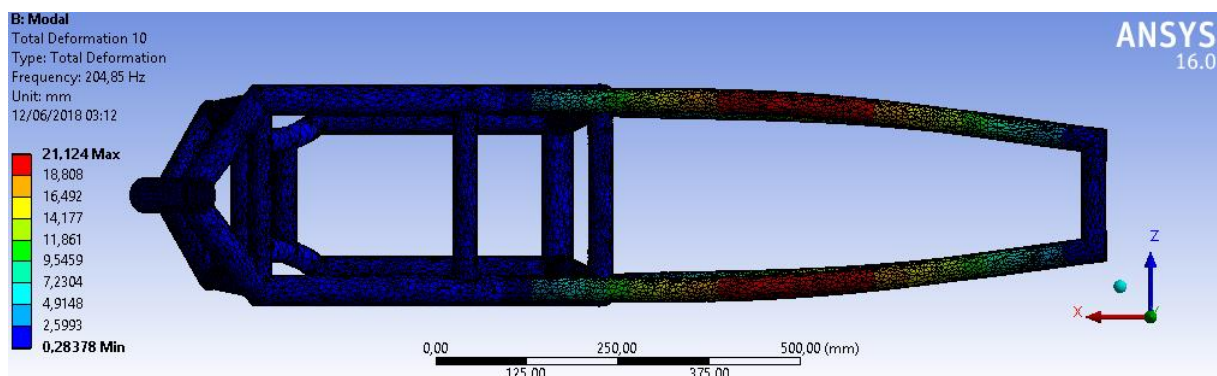
Figura 17 – Nono modo de vibrar no plano YX com deformação causada por uma torção



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Nota-se, na Figura 17, valores máximos mais uma vez na parte traseira, com amplitude máxima de 12,0mm, e valores médios de deformação nas conexões dos tubos onde será acoplado o assento do piloto com o berço do motor.

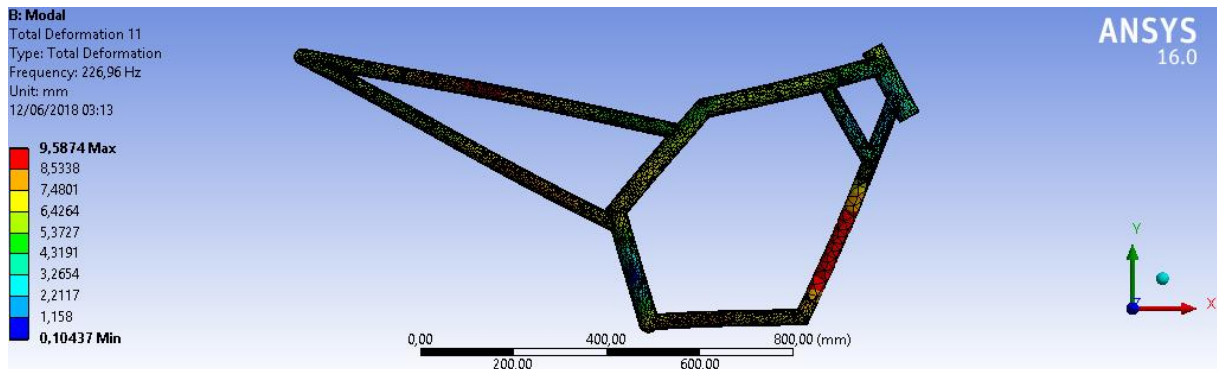
Figura 18 – Décimo modo de vibrar no plano ZX com deformação causada por uma torção



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Na figura 18, observa-se valores máximos mais uma vez na parte traseira, com valores médios de deformação nas conexões dos tubos onde será acoplado o assento do piloto, modo de vibrar semelhante ao nono modo. As demais partes do chassi apresentaram amplitudes baixas ou próximas de zero.

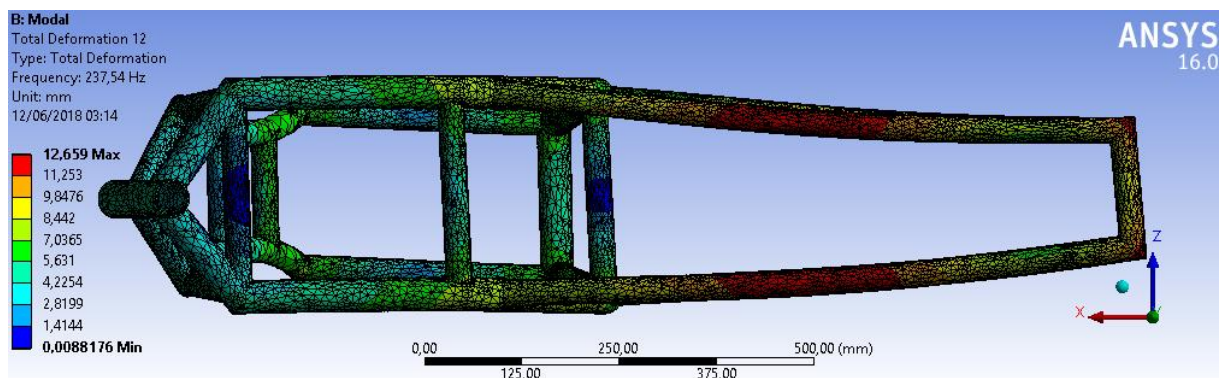
Figura 19 – Décimo primeiro modo de vibrar no plano YX com deformação causada por uma torção.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Nota-se, na Figura 19, valores máximos na parte frontal do berço do motor, além de deformação elevada na região onde será acoplada o assento do piloto.

Figura 20 - Décimo segundo modo de vibrar. Plano YX – Deformação causada por uma torção obtendo valores máximos na parte traseira do motor.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

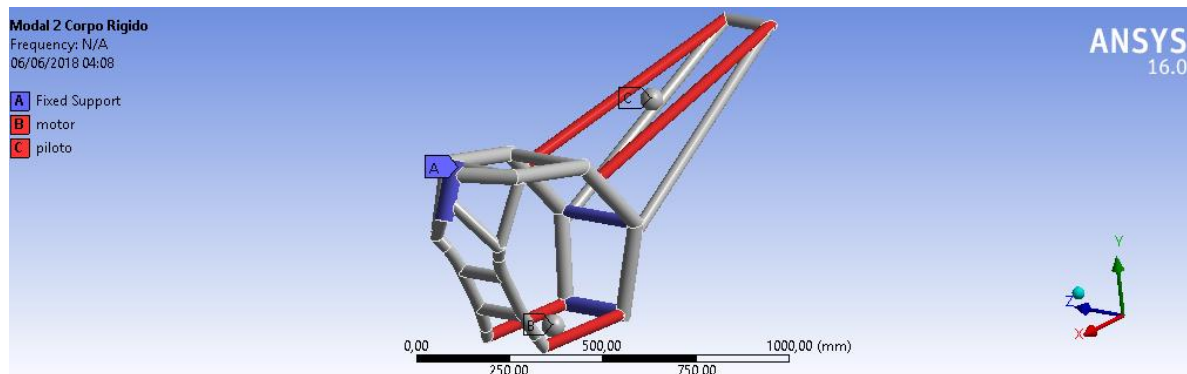
Diferentemente dos outros modos, esse modo de vibrar exposto na Figura 20 apresentou torção em toda extensão da estrutura, mesmo que apresentando valores baixos.

Ao observar os dados obtidos, observa-se que a região traseira do chassi sofre com deformações na maioria dos modos de vibrar, resultado esperado. Isto se explica pelo fato de ser uma região em que não há nenhuma forma de dissipação de tensão.

4.2 ANÁLISE MODAL DE CORPO RÍGIDO

Para realização da análise modal de corpo rígido, algumas alterações foram realizadas como a adição do peso do motor, do piloto e dos pontos de fixação, conforme visualizado na figura 21.

Figura 21 - Adição de superfícies de fixação e pesos do motor e do piloto



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

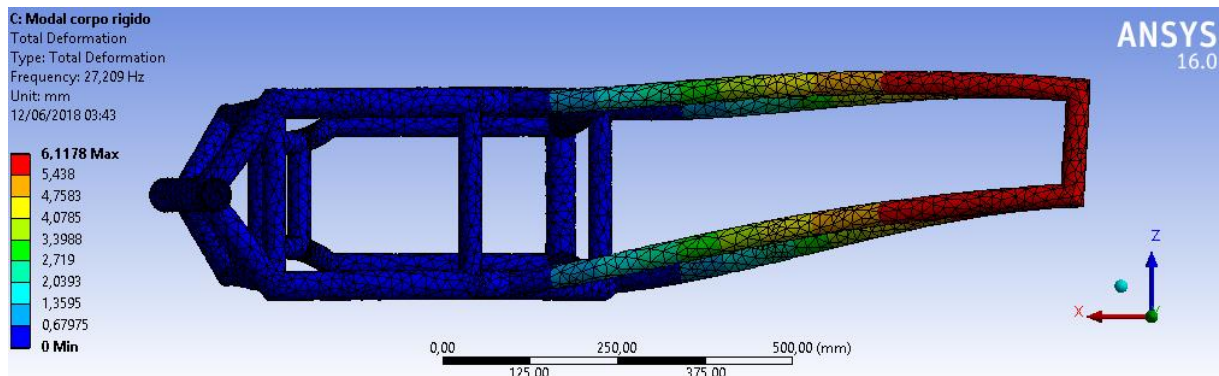
Para as superfícies de fixação, destacadas em azul na Figura 21, foram feitas as seguintes suposições:

- a) o tubo frontal acopla a suspensão dianteira e estas por sua vez estão servindo de suporte para o pneu junto ao solo;
- b) para a parte traseira que foi fixada, o raciocínio é similar: a suspensão traseira está fixada onde está indicado e a suspensão fixa o pneu traseiro ao corpo da motocicleta.

Para a adição do peso do piloto, foi considerado que o banco estava fixo às duas barras superiores cujo peso é de 60kg. O motor foi colocado nos dois tubos inferiores, com um peso de 80kg.

Dada as considerações, das figuras 22 a 27 é possível visualizar o resultado para análise modal de corpo rígido. Os seis primeiros modos de vibrar não foram considerados devido ao fato de que mostrariam valores nulos para a frequência, como foi feito na análise de corpo livre.

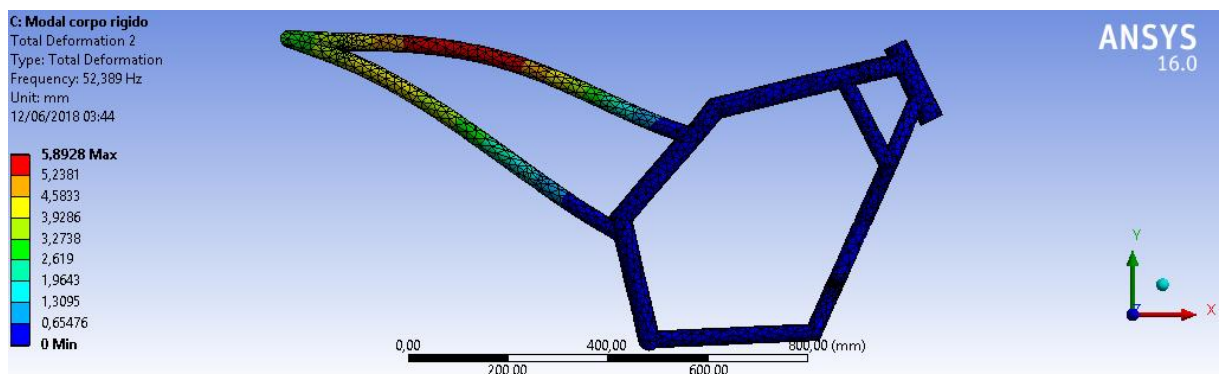
Figura 22 - Primeiro modo de vibrar. Plano ZX – Torção concentrada na região traseira da estrutura.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na Figura 22 que as condições aplicadas na Figura 21, deixaram a região do bloco do motor com pouca ou nenhuma deformação à frequência de 27,2Hz; a deformação concentrou-se na região traseira com amplitude máxima de 6,12mm.

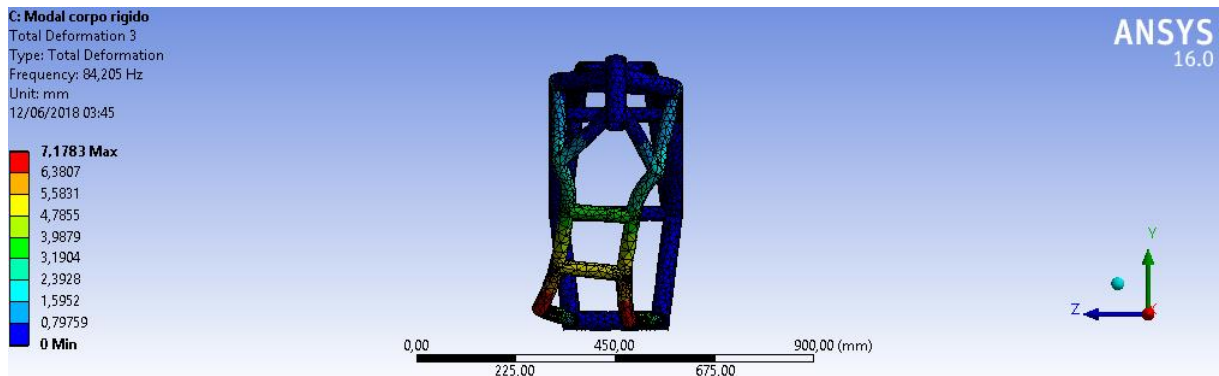
Figura 23 - Segundo modo de vibrar. Plano YX – Torção concentrada na parte traseira da estrutura.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

De forma similar ao que ocorreu no primeiro modo de vibrar para o corpo rígido, a Figura 23 mostra que a deformação concentrou-se na região traseira do chassi, com amplitude máxima de 5,89mm à frequência de 53,39hz. A região do berço do motor mostrou-se estável em relação a deformação.

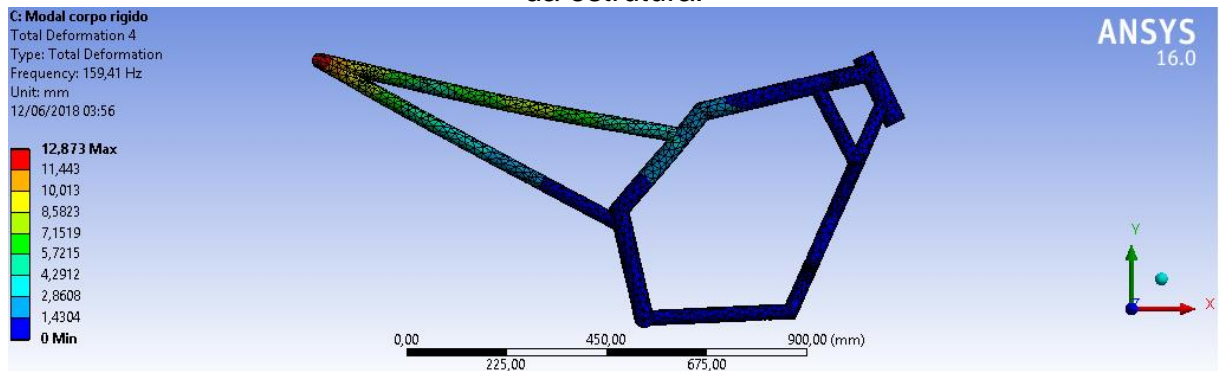
Figura 24 - Terceiro modo de vibrar. Plano YZ – Torção concentrada na parte dianteira da estrutura. Apesar de existir massa presente nessa região, a estrutura apresentou alta deformação.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

De forma contrária ao que aconteceu nos modos anteriores, é possível observar na Figura 24 que a deformação ocorreu na região frontal do chassi com amplitude máxima de 7,17mm. A parte traseira mante-se estável nesse modo de vibrar.

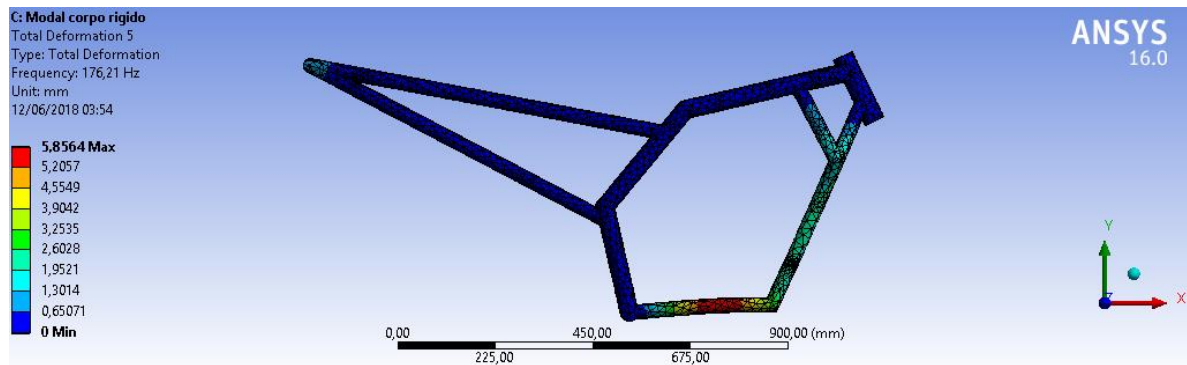
Figura 25 - Quarto modo de vibrar. Plano YX – Torção concentrada na parte traseira da estrutura.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Na figura 25, é possível observar que apesar de existir massa presente nessa região, a estrutura apresentou alta deformação, com amplitude máxima de 12,8mm.

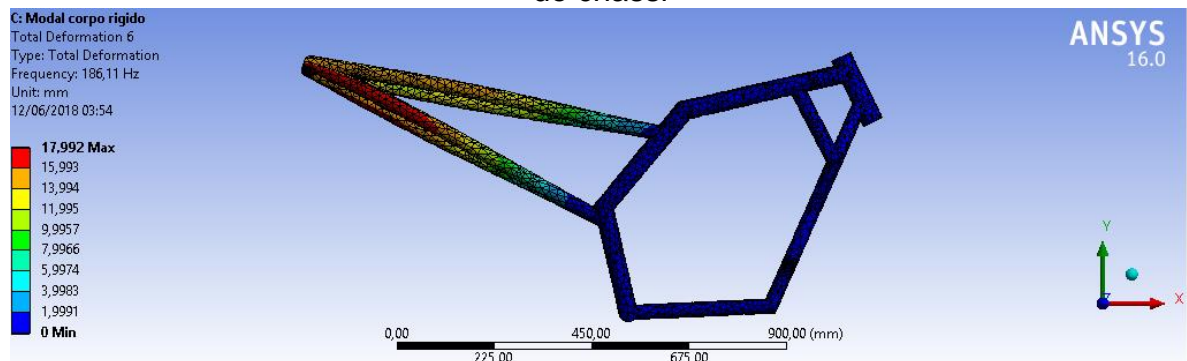
Figura 26 - Quinto modo de vibrar no plano YX – Torção concentrada na parte inferior do berço do chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Nota-se na Figura 26, que foi a parte inferior do berço do motor que apresentou o maior valor de deformação, apesar da existência de massa nessa região, a deformação máxima foi de 5,85mm.

Figura 27 - Sexto modo de vibrar. Plano YX – torção concentrada na parte traseira do chassi



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Nota-se na Figura 27, que a existência de massa na região não impediu que esta região apresentasse um valor alto de deformação na frequência máxima de 186,11Hz.

Comparando as análises de corpo livre e rígido, não se observa semelhança entre os resultados desses modos. O fato se explica devido ao fato da adição de pontos fixos e massas que alteraram a rigidez além, da massa do quadro. Logo, alterou-se a sua frequência natural através de diferentes modos de vibrar.

4.3 ANÁLISE ESTRUTURAL - COLISÃO

Esta etapa da simulação aponta como o chassi se comportaria diante de uma colisão. Como se trata de uma aproximação da força sentida pelo chassi, alguns conceitos físicos se fazem necessários.

A determinação da força foi dada a partir do conceito de Impulso, onde este é dado pela variação do momento linear e é possível calcular a força equivalente a partir dessa relação (HALLIDAY *et al.*, 2007), conforme a Eq (4):

$$\vec{J} = \int_{t_i}^{t_f} \vec{F}(t) dt \quad (4)$$

Onde J é o impulso dado em N.s, F a força equivalente em N, o intervalo t_i e t_f (em segundos) indicam, respectivamente o instante imediatamente antes e instante imediatamente após a colisão, sendo o momento linear definido segundo a Eq. (5):

$$\vec{p} = m\vec{v} \quad (5)$$

Onde m é a massa do corpo, em kg, e v é a velocidade, em m/s, do mesmo e o momento linear é dado em kg.m/s.

Para fins de cálculo, a motocicleta irá colidir com um muro de proteção existente próximo a uma curva em um circuito de pista. As considerações feitas para a realização desta colisão estão apresentados no quadro 1.

Quadro 1 - Considerações adotadas para cálculo da força equivalente

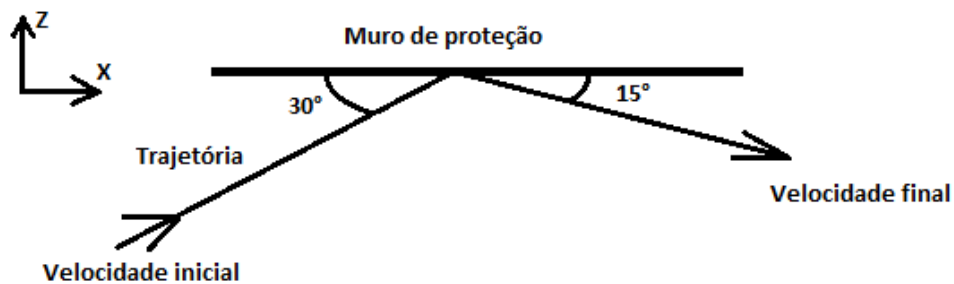
Grandeza	Unidade
Massa (m)	160kg
Ângulo de incidência	30°
Ângulo de saída	15°
Velocidade antes da colisão	42m/s
Velocidade após a colisão	30m/s
Duração da colisão	0,2s

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A velocidade de 42m/s (151km/h) foi escolhida devido ser a velocidade máxima média de uma motocicleta de passeio na categoria de 250cc. Isso se deve ao fato de que os protótipos que participam das competições *Motostudent* se enquadram na categoria entre 200cc e 300cc.

Na figura 28, é apresentado o modelo esquemático no momento da colisão apresentando a trajetória, ângulos de incidência e saída e as velocidades.

Figura 28 - Modelo esquemático da colisão



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Realizando algumas deduções obtém-se:

$$\vec{J} = \vec{p}_f - \vec{p}_i = m\vec{v}_f - m\vec{v}_i = m(\vec{v}_f - \vec{v}_i) \quad (6)$$

Aplicando em X e Z, temos:

$$J_x = -1183 \text{ kg.m/s}$$

$$J_z = -4602 \text{ kg.m/s}$$

Calculando o módulo das componentes, temos:

$$J = 4751 \text{ kg.m/s}$$

Com esse valor, é possível calcular o módulo da força a partir da Eq. (4), isolando a força:

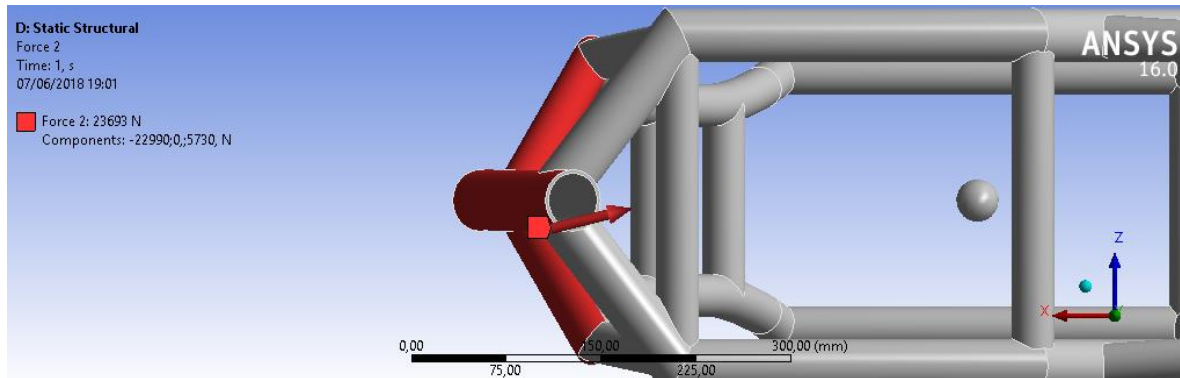
$$F = 23,7 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Como J e F são linearmente dependentes, pode-se encontrar a direção do módulo da força encontrando o arco tangente das componentes J_x e J_y :

$$\theta = 194^\circ$$

Na figura 29 tem-se a vista do plano ZX em que é possível visualizar o vetor força.

Figura 29 - Vista do plano ZX indicando a força causada pela colisão

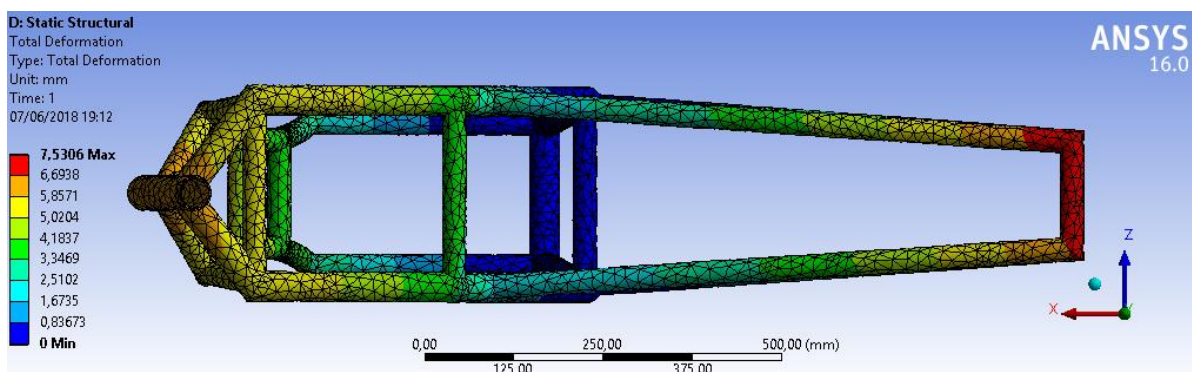


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A Figura 29 mostra a direção e sentido da força no chassi, bem como suas componentes.

Após a determinação do módulo e direção da força, tem-se a deformação causada pela colisão, conforme a Figura 30.

Figura 30 - Deformação causada pela força da colisão no plano XZ

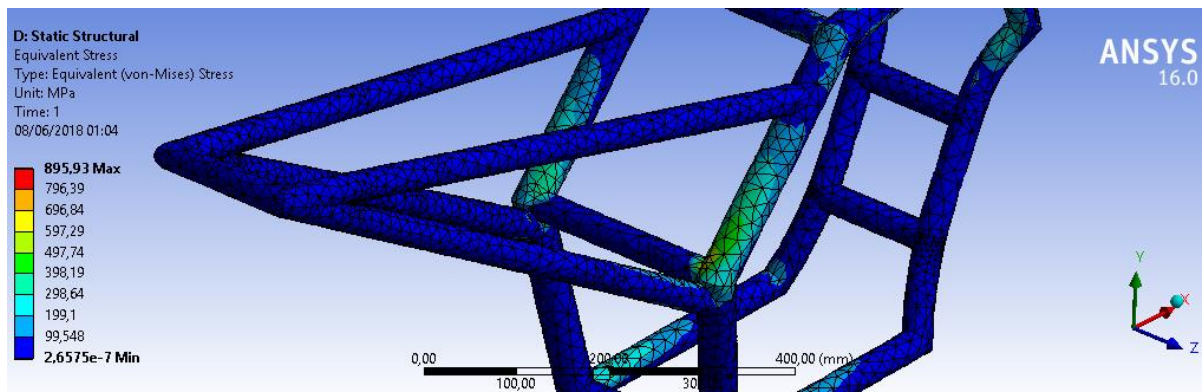


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Como esperado, o maior deslocamento ocorreu na parte traseira do chassi, por ser uma região livre. A parte frontal apresentou deformação considerável, entretanto o arranjo estrutural cumpriu seu papel de distribuir o esforço que causa deformação.

Na figura 30, mostra que na região inferior do quadro não houve deslocamento, o que pode ser uma zona de concentração de tensão dada a força aplicada. Já na figura 31 tem-se o comportamento da tensão no chassi.

Figura 31 - Tensão de Von-Mises em evidência no chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

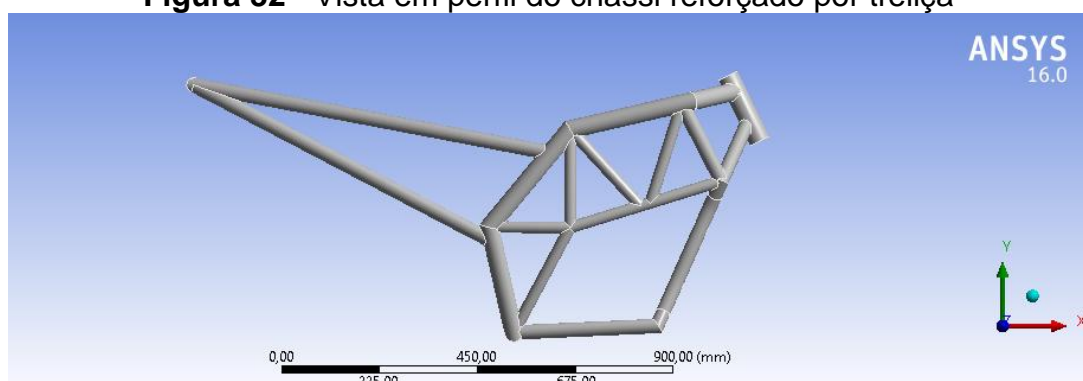
Na Figura 31 é possível observar o comportamento da tensão na estrutura, o valor máximo de tensão de Von-Mises que ocorreu no chassi foi de 895,93Mpa. Assim, pode-se afirmar que houve escoamento, pois, a tensão limite de escoamento para o material que constitui a estrutura é de 250 MPa.

Para sanar esse problema causado pela alta tensão ocorrida, um reforço do chassi se faz necessário para que haja distribuição adequada dos esforços sofridos durante a colisão.

Para a situação do chassi, dos possíveis modelos de reforços disponíveis, um arranjo na disposição de treliça seria adequado pois, segundo HAPPIAN-SMITH (2001), o formato de treliça aumenta a profundidade da estrutura e, com isso, aumenta sua rigidez e sua resistência à flexão e torção quando submetido a diversos tipos de carregamentos.

Assim, após adição do reforço treliça no chassi usando o *solidworks*, a estrutura apresenta-se conforme a Figura 32.

Figura 32 - Vista em perfil do chassi reforçado por treliça

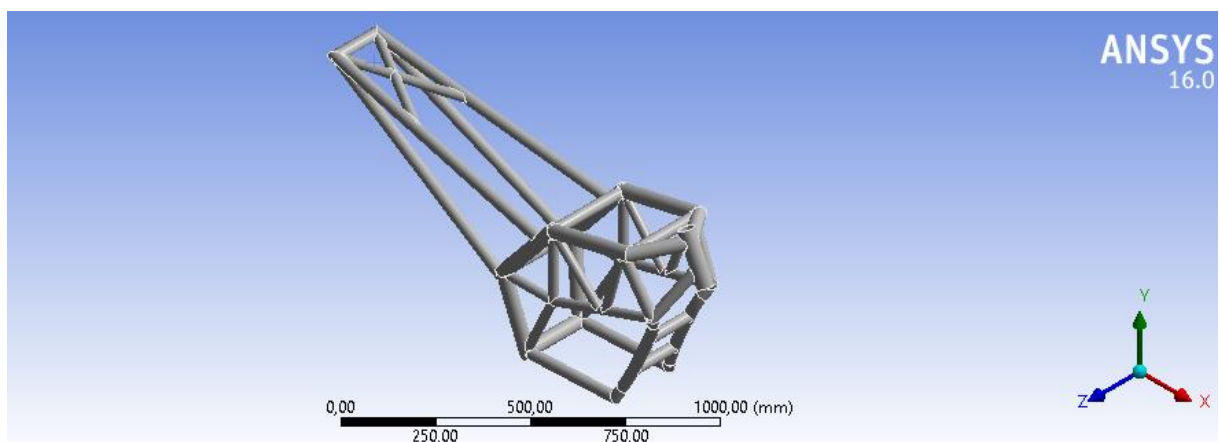


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Nesse tipo de estrutura, é possível observar que os planos são todos triangulares, isso faz com que os carregamentos sofridos nas vigas sejam essencialmente de tração e compressão (HAPPIAN-SMITH, 2001).

Também foi adicionado um reforço na parte traseira do chassi, visando a diminuição das deformações ocorridas nessa região. A figura 33 mostra o reforço traseiro:

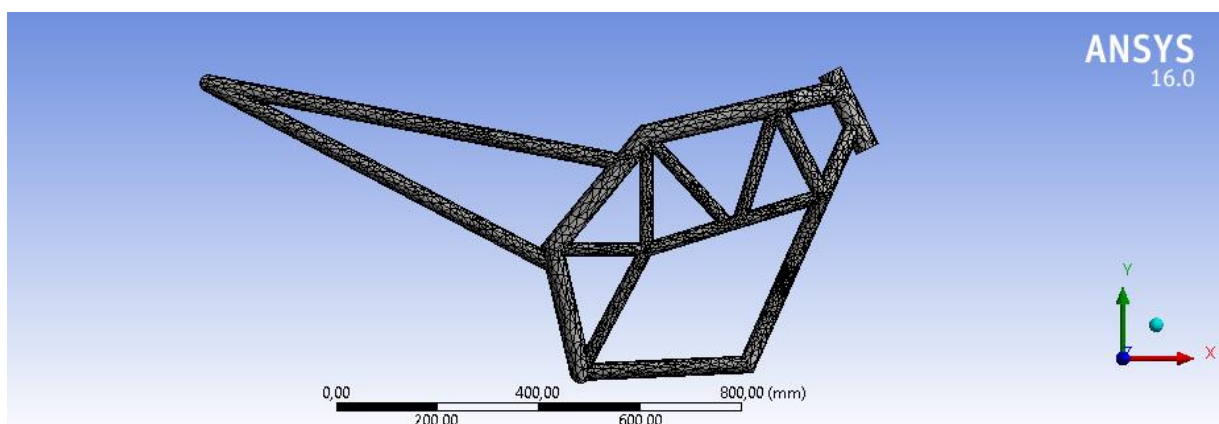
Figura 33 - Vista isométrica do chassi reforçado, evidenciando o reforço na parte traseira.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A malha foi feita usando os mesmos parâmetros que o chassi sem reforço, para que não houvesse nenhuma diferença nos resultados no que se refere a confiabilidade da malha. Na figura 34, a malha:

Figura 34 - Vista em perfil do chassi reforçado mostrando a malha.

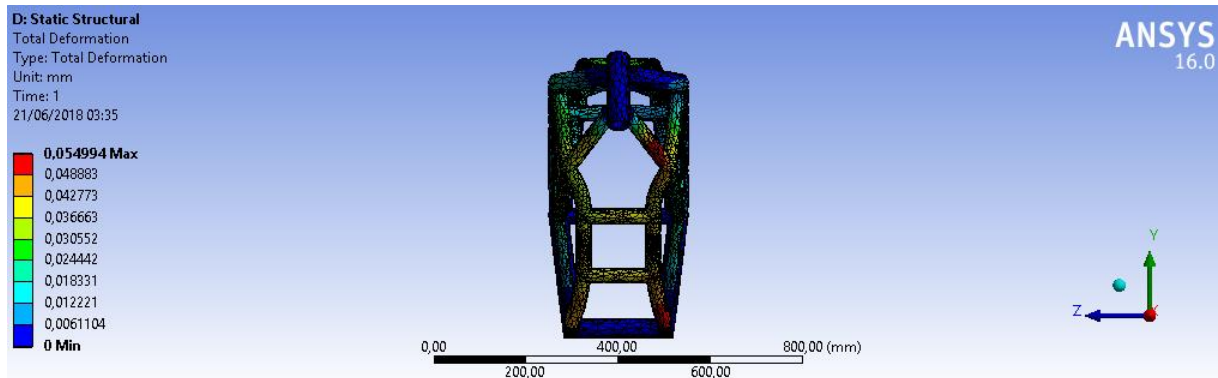


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A malha apresenta 130034 nós e 68109 elementos.

Utilizando como base os mesmos parâmetros de força calculados para a primeira colisão, bem como suportes fixados e peso do piloto e motor, obteve-se o resultado apresentado na figura 35.

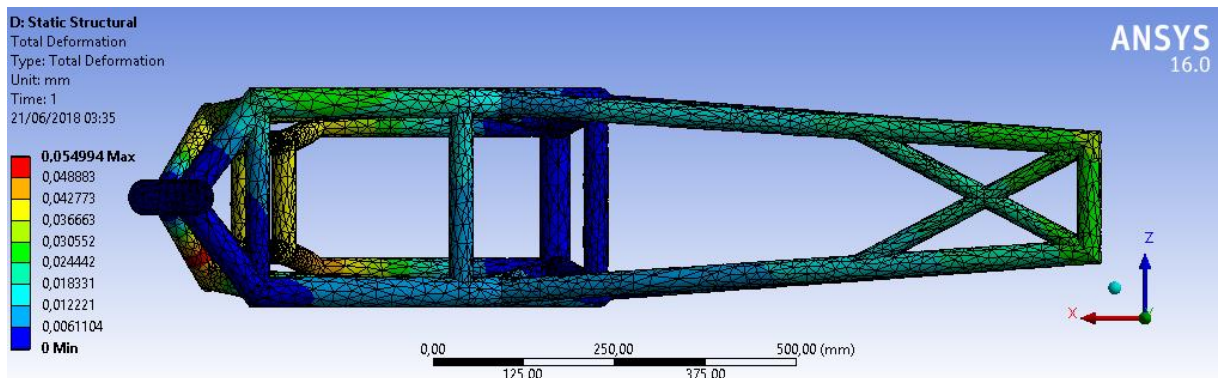
Figura 35 - Deformação causada pela força na colisão. Plano YZ – a deformação máxima ocorreu na parte frontal do chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na Figura 35, uma redução significativa na deformação máxima, com valor de 0,055mm (anteriormente de 7,53mm). Comparando o resultado da deformação com o chassi reforçado e o chassi sem reforço, na figura 36, pelo plano ZX, é possível observar a diferença na distribuição dos esforços proporcionados pela treliça.

Figura 36 - Deformação causada pela força na colisão no plano ZX

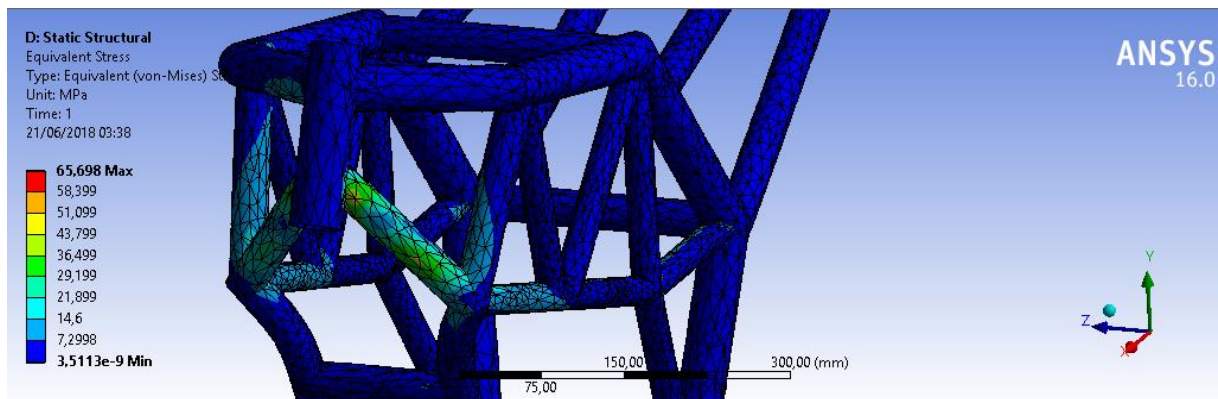


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na Figura 36 que além dos valores de deformação serem menores, a treliça dissipou de forma eficientemente os esforços causados no chassi. A região

traseira deixou de concentrar maior deformação. Analisando o resultado positivo com a adição da treliça no que tange à deformação no chassi, a figura 37 aponta como a distribuição de tensão ocorreu.

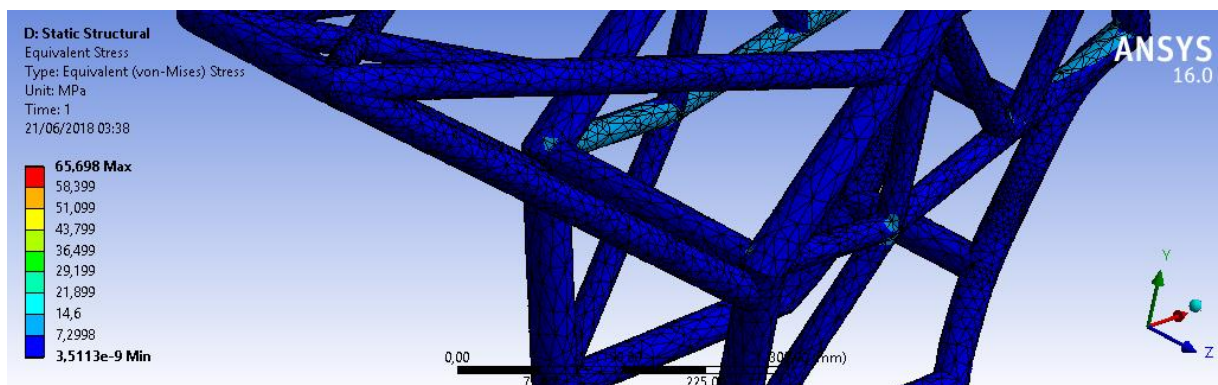
Figura 37 - Distribuição de tensão de Von-Mises no chassi com reforço em treliça.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

No plano indicado pela Figura 37, observa-se que houve concentração de tensão na região frontal com valores baixos se comparado ao chassi sem reforço. Ao longo da extensão da treliça e partes adjuntas. Observando o resultado positivo no que se refere a distribuição de tensão, a treliça mostrou-se eficiente também ao conservar a região que anteriormente sofreu com escoamento, como mostra a figura 38, o que ocorreu nessa região foi apenas um valor ínfimo se comparado com o valor obtido sem o reforço no chassi.

Figura 38 - Distribuição de tensão de Von-Mises no chassi com reforço em treliça.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

No plano indicado pela Figura 38, observa-se que a região do chassi que mais sofreu com valores elevados de tensão, apresentou valores mínimos após a adição do reforço em treliça.

A treliça mostrou ser um excelente distribuidor de esforços. A tensão máxima que inicialmente foi de 895,93Mpa foi reduzida para 65,698Mpa, ou seja, houve uma redução da tensão máxima na ordem de 92,67%.

Dada a melhoria na resistência do chassi, novas simulações de colisão podem ser feitas. Variando parâmetros como ângulo de incidência, ângulo de saída e velocidade de saída, a estrutura pode ser testada nas mais extremas situações que poderiam ocorrer em uma competição.

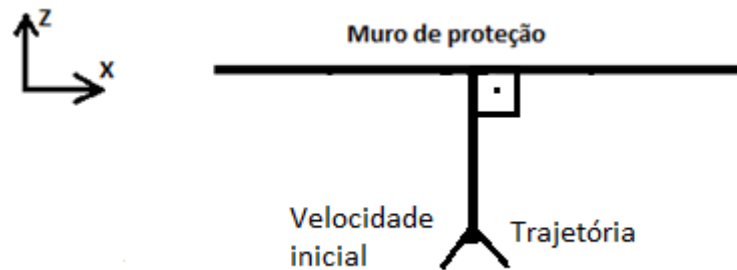
Neste momento, a motocicleta colidirá com o muro de proteção à uma velocidade de 53m/s (191km/h), esse valor foi escolhido por ser um valor de velocidade próximo a velocidade máxima atingida pelos protótipos que participam das competições *Motostudent*; e um ângulo de incidência de 90° (colisão totalmente frontal). Neste caso, a velocidade final é zero, configurando uma colisão perfeitamente inelástica. Os dados utilizados estão no quadro 2.

Quadro 2 - Considerações adotadas para cálculo da segunda força equivalente

Grandeza	Unidade
Massa (m)	160kg
Ângulo de incidência	90°
Ângulo de saída	0°
Velocidade antes da colisão	53m/s
Velocidade após a colisão	0m/s
Duração da colisão	0,2s

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Figura 39 - Modelo simplificado da primeira colisão com chassi reforçado



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

De forma análoga à calculada anteriormente para a colisão sem o reforço no chassi temos os seguintes resultados:

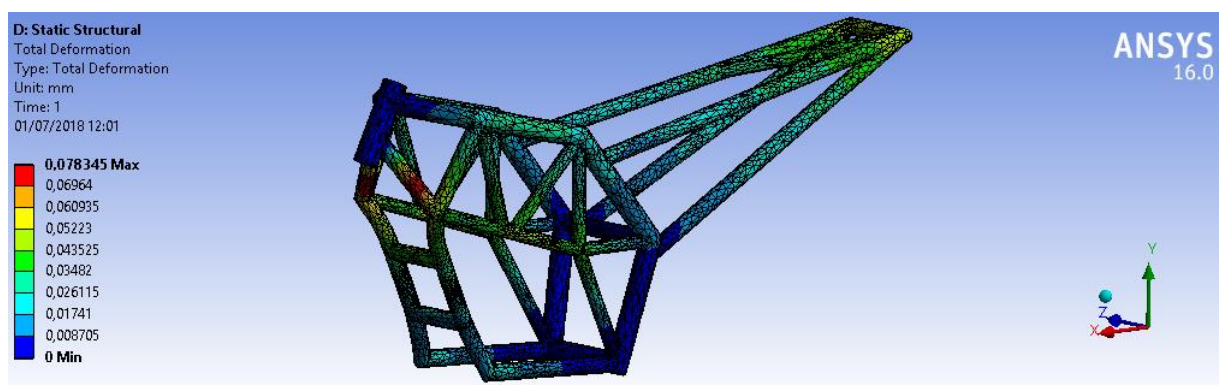
Quadro 3 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 2.

Jx	Jz	J	F	θ	Fx	Fz
0kg.m/s	-8000kg.m/s	8000kg.m/s	40,0kN	270°	0	-40,0kN

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A partir desses resultados números, tem-se a deformação causada pela força exercida no chassi:

Figura 40 - Deformação causada pela segunda força no chassi.

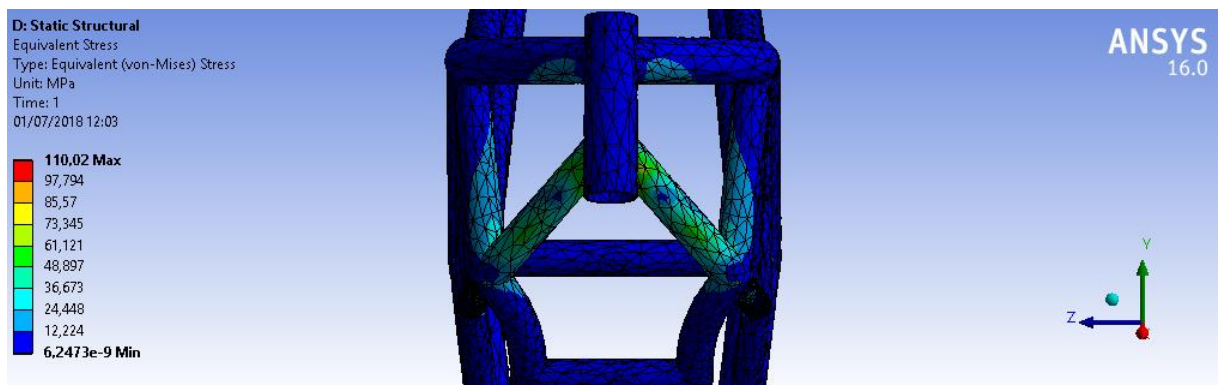


Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observando a Figura 40 e comparando-a com a Figura 30, percebe-se que a distribuição dos esforços foi diferente, bem como o valor máximo de deformação. No

primeiro momento, a deformação máxima ocorreu na parte traseira do chassi e com amplitude máxima de 7,53mm. Já com o reforço em treliça, a deformação máxima ocorreu na região frontal, com valor de 0,078mm, isso levando em consideração que a força nessa situação foi quase 2 vezes maior. O comportamento da tensão no chassi para essa situação é observado na Figura 41.

Figura 41 - Distribuição de tensão causada pela segunda força no chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

É possível observar que é na união dos elementos estruturais que ocorre a tensão máxima, como esperado, uma vez que essas regiões são concentradoras de tensão. O valor máximo da tensão foi de 110,02MPa, o que fez o material sair da zona de escoamento mesmo com um valor mais alto de força. Com isso, o valor de tensão última também não foi ultrapassado, como anteriormente. Esperava-se que esse valor fosse mais alto, devido às condições impostas: uma colisão frontal, totalmente inelástica e com valor de velocidade próxima da máxima que esses protótipos podem alcançar, mas o reforço em treliça mostrou-se eficaz nessa situação.

Para continuar testando o comportamento do chassi, foram realizadas outras simulações com variação dos parâmetros. O Quadro 4 mostra os valores usados para a simulação seguinte.

Quadro 4 - Considerações adotadas para cálculo da terceira força equivalente

Grandeza	Unidade
Massa (m)	160kg
Ângulo de incidência	80°
Ângulo de saída	10°

Velocidade antes da colisão	53m/s
Velocidade após a colisão	5m/s
Duração da colisão	0,2s

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Como resultados, tem-se:

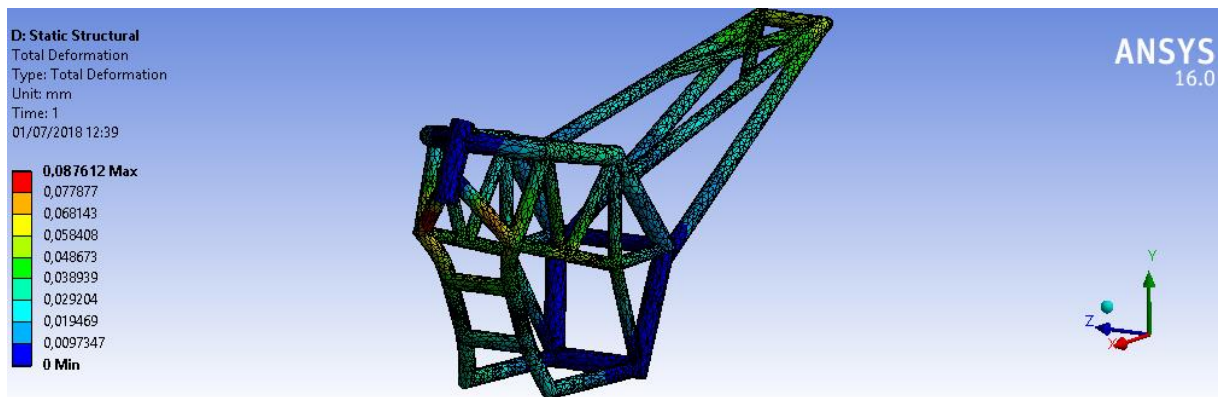
Quadro 5 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 4.

Jx	Jz	J	F	θ	Fx	Fz
-684,7kg.m/s	--8490,0kg.m/s	8517,56kg.m/s	42,6kN	265,4°	-3415,5N	-42,45kN

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

É possível observar o resultado da simulação no *Ansys* na figura 42.

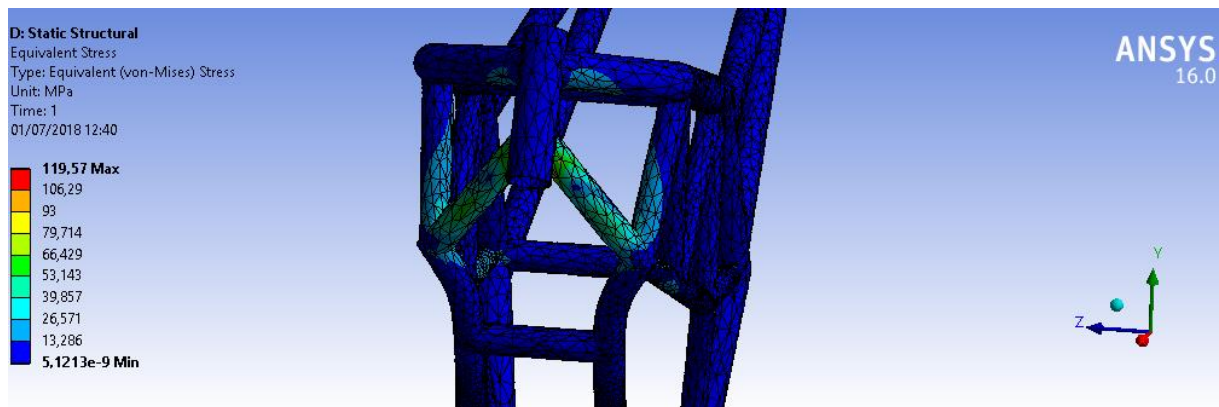
Figura 42 - Deformação causada pela terceira força no chassi



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se na figura 42, que a deformação apresentou valor maior de amplitude máxima, entretanto a região em que ocorreu é basicamente a mesma, isso ocorreu por que a variação do ângulo foi pouca e a componente Fx elevou-se consideravelmente.

Figura 43 - Distribuição de tensão causada pela terceira força no chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

De forma semelhante à deformação ocorrida, a Figura 43 mostra que a tensão apresentou um valor máximo maior, mas a região em que a mesma ocorreu foi basicamente a mesma.

Quadro 6 - Considerações adotadas para cálculo da quarta força equivalente

Grandeza	Unidade
Massa (m)	160kg
Ângulo de incidência	70°
Ângulo de saída	20°
Velocidade antes da colisão	53m/s
Velocidade após a colisão	10m/s
Duração da colisão	0,2s

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Calculando as respostas, tem-se:

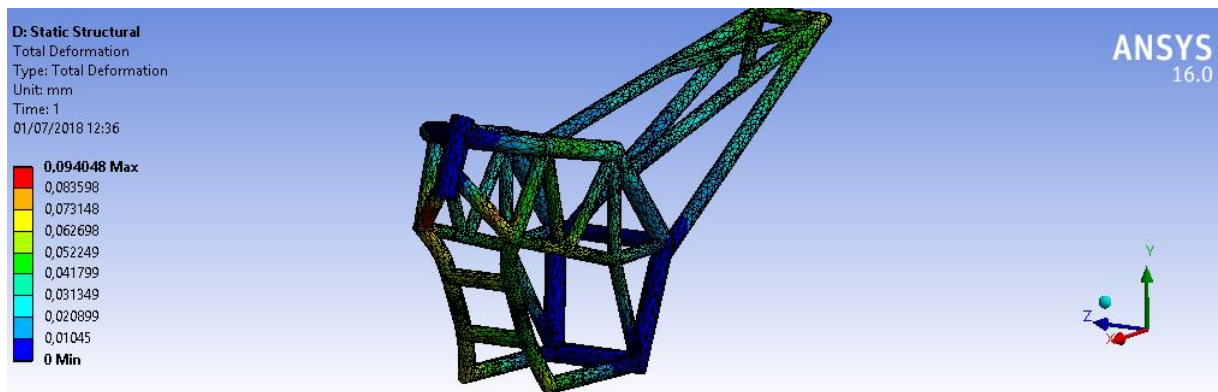
Quadro 7 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 6.

Jx	Jz	J	F	θ	Fx	Fz
-1396,8m/s	-8515,8kg.m/s	8629,6kg.m/s	43,15kN	260,68°	-6987,7N	-42,6kN

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

O resultado da simulação é visto na Figura 44.

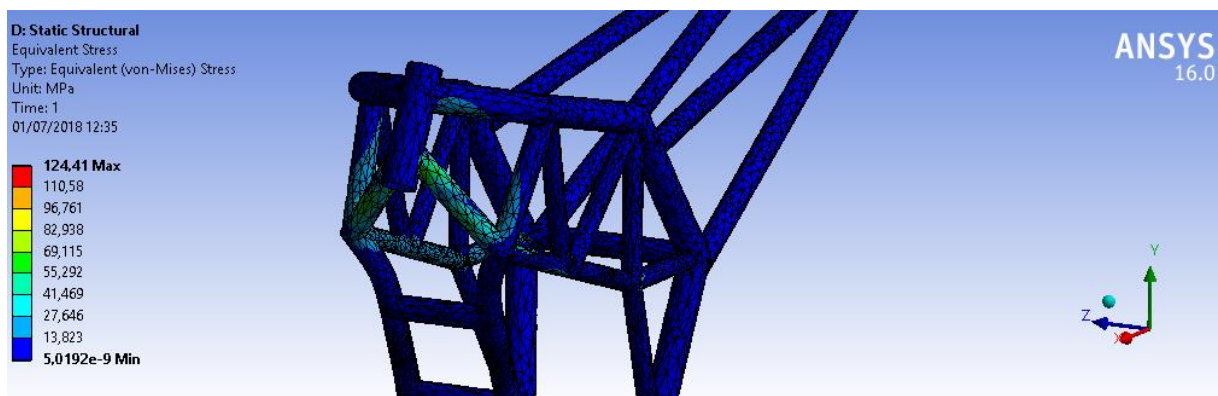
Figura 44 - Distribuição de deformação causada pela quarta força no chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A partir da Figura 44, é possível ver que o valor de deformação aumentou, se comparado com a Figura 42, isso se deve ao fato de que a componente F_x teve seu valor aumentado devido ao aumento do ângulo de saída bem como diminuição do ângulo de incidência. A figura 45 mostra como a tensão foi distribuída.

Figura 45 - Distribuição de tensão causada pela quarta força no chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

O mesmo ocorreu com a tensão na Figura 45. Em comparação com a figura 43, houve um aumento de tensão devido a variação de angulação. Já é possível ver que o lado direito do chassi (esquerdo da Figura 43) começa a desenvolver um valor tensão dada a angulação.

Dando continuidade à variação dos parâmetros da colisão, segue o Quadro 8.

Quadro 8 - Considerações adotadas para cálculo da quinta força equivalente

Grandeza	Unidade
Massa (m)	160kg
Ângulo de incidência	60°
Ângulo de saída	30°
Velocidade antes da colisão	53m/s
Velocidade após a colisão	15m/s
Duração da colisão	0,2s

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

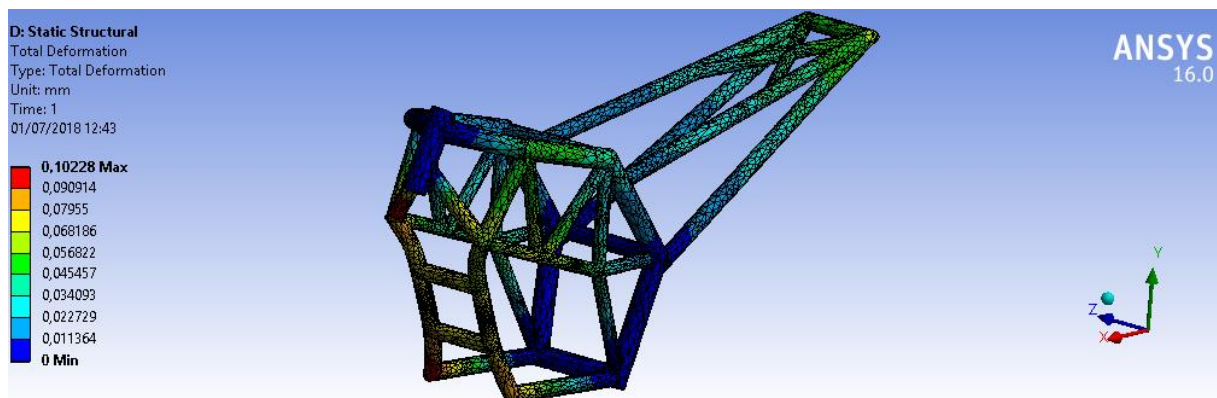
Calculando os resultados, tem-se:

Quadro 9 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 8.

Jx	Jz	J	F	θ	Fx	Fz
-2161kgm/s	-8544kg.m/s	8813kg.m/s	44,01kN	255,8°	-10809N	-42,72kN

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

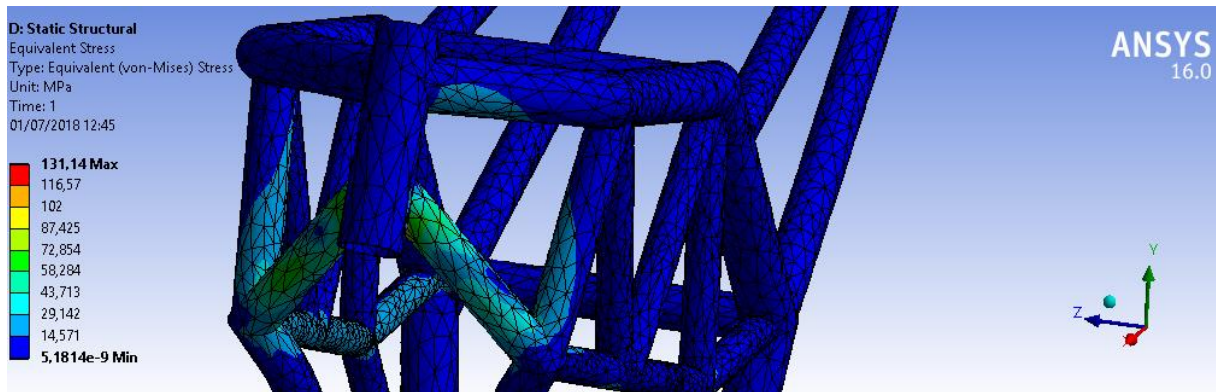
O resultado da simulação é visto na Figura 46.

Figura 46 - Distribuição de deformação causada pela quinta força no chassi.

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Observa-se que o valor de deformação continua a subir com a variação dos ângulos, porém, com um valor pequeno, distribuindo-se na região inferior do berço do motor. A figura 47 mostra o comportamento da tensão para esta mesma situação.

Figura 47 - Distribuição de tensão causada pela quinta força no chassi.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

É possível ver na Figura 47 que com o ângulo de incidência em 60° , como na Figura 45, a distribuição de tensão no lado direito do chassi. A tensão também mostrou um valor mais alto com a variação dos ângulos.

Para finalizar as análises, segue a última situação proposta, onde o ângulo de incidência é igual ao ângulo de saída.

Quadro 10 - Considerações adotadas para cálculo da sexta força equivalente

Grandeza	Unidade
Massa (m)	160kg
Ângulo de incidência	45°
Ângulo de saída	45°
Velocidade antes da colisão	53m/s
Velocidade após a colisão	20m/s
Duração da colisão	0,2s

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

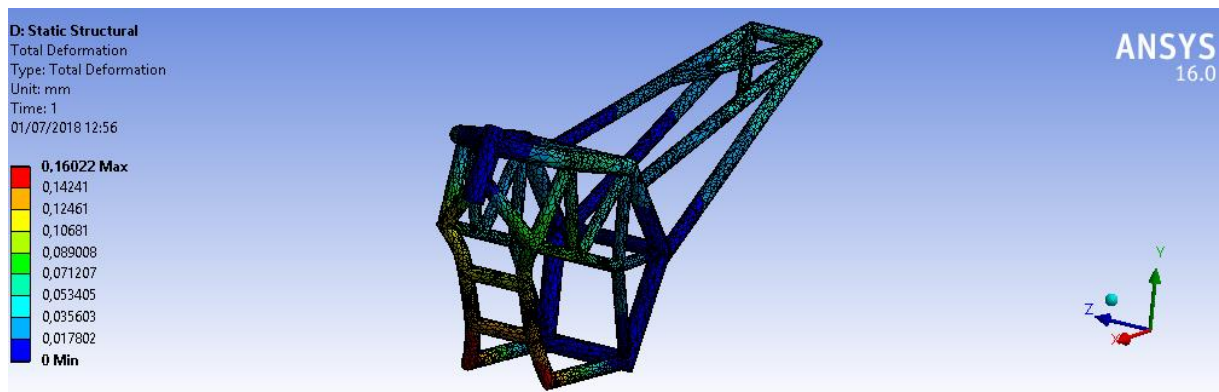
Calculando os resultados com os parâmetros constantes no Quadro 10, tem-se:

Quadro 11 - Resultados obtidos para situação descrita no Quadro 10.

Jx	Jz	J	F	θ	Fx	Fz
-3733kgm/s	-8259kg.m/s	9063,7kg.m/s	45,32kN	245,67°	-18,6kN	-41,3kN

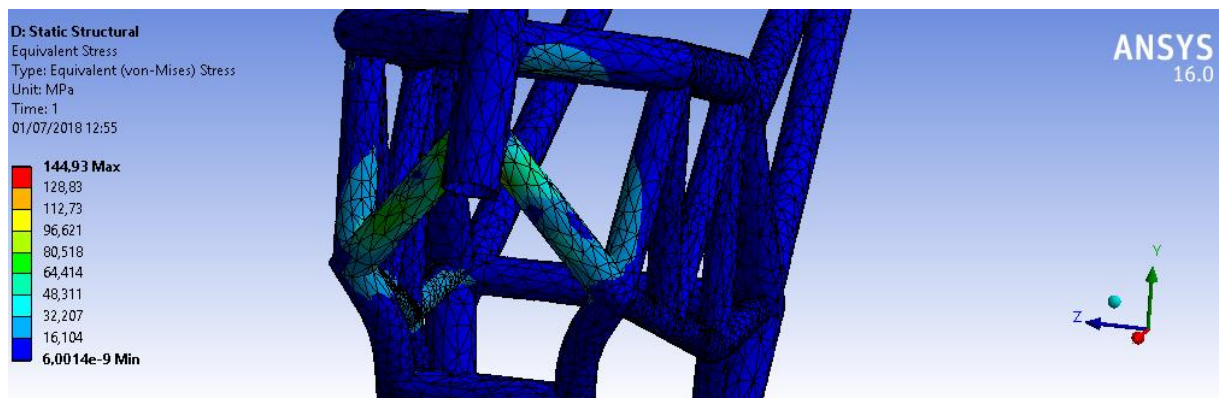
Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Após realizar a simulação no *Ansys*, tem-se os resultados para o Quadro 11, a Figura 48 mostra a deformação no chassi.

Figura 48 - Distribuição de deformação causada pela sexta força no chassi.

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

O valor de deformação continuou a aumentar devido ao ângulo de 45° ter sido usado nesses cálculos, isso fez com que a componente que está relacionada com a velocidade de saída aumentasse. Pode-se ver também esse efeito na Figura 49, que mostra o comportamento da tensão.

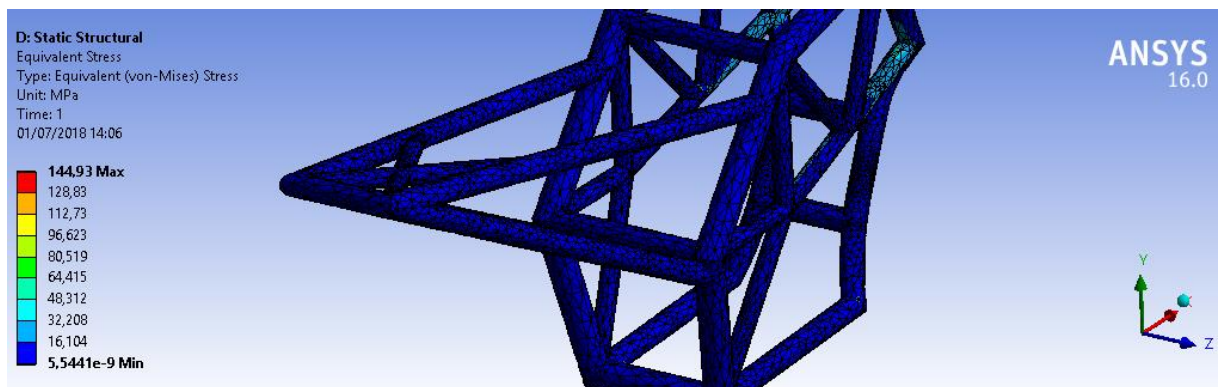
Figura 49 - Distribuição de deformação causada pela sexta força no chassi.

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

O efeito citado anteriormente na Figura 48 influenciou também o valor da tensão, causando assim um aumento na tensão.

A Figura 50 mostra a tensão causada pela sexta força, como na Figura 49, entretanto, vista por um ângulo oposto.

Figura 50 - Distribuição de deformação causada pela sexta força no chassi, ângulo oposto.



Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

A Figura 50, evidencia que o reforço em treliça cumpriu seu propósito de distribuir adequadamente os esforços no chassi. Isto fica claro pelo fato de que a região que apresentava valores máximos de tensão, com a adição da treliça passou a apresentar valores mínimos.

O resultado da variação dos ângulos e velocidades na simulação de colisão podem ser visualizados na Tabela 12.

Quadro 12 – Resumo dos resultados obtidos nas colisões.

	V. Inicial	V. Final	Âng. de incid.	Âng. de saída	Força	Def. máxima	Tensão máxima
Colisão 1	42 m/s	30m/s	30°	15°	23,7kN	7,53mm	895,93MPa
Colisão 1*	42m/s	30m/s	30°	15°	23,7kN	0,055mm	65,698MPa
Colisão 2	53m/s	0m/s	90°	0°	40,0kN	0,078mm	110,02MPa
Colisão 3	53m/s	5m/s	80°	10°	42,6kN	0,087mm	119,57MPa
Colisão 4	53m/s	10m/s	70°	20°	43,15kN	0,094mm	125,41MPa
Colisão 5	53m/s	15m/s	60°	30°	44,1kN	0,102mm	131,14MPa
Colisão 6	53m/s	20m/s	45°	45°	45,32kN	0,160mm	144,93MPa

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Onde a Colisão 1* foi calculada usando os parâmetros da Colisão 1 entretanto com o chassi reforçado com treliça.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Através da análise estática no chassi da motocicleta em estudo foi possível coletar dados que serão usados pela equipe Motorius-UFPB ao longo do desenvolvimento dos seus protótipos. Com informações referentes a concentração de tensão e deslocamento do chassi em regiões críticas, as próximas oportunidades de construção de chassis poderão adotar esses parâmetros de partida.

O uso da modelagem matemática por meio da discretização do modelo em elementos finitos provou ser uma metodologia prática para o estudo do comportamento do chassi a partir das diversas condições impostas. A cada iteração do *software* CAE, foram demonstradas as deformações e as tensões atuantes na estrutura, que outrora só poderia ser feito empiricamente por meio de ensaios destrutivos, o que apresenta elevado custo e passível de erros. Apesar das simulações mostrarem resultados satisfatórios, os ensaios destrutivos ainda se fazem necessários, entretanto, em uma escala mínima se comparada à forma empírica de desenvolvimento de tecnologia nos subsistemas.

A parte traseira do chassi proposto foi a que mais sofreu com deformação, seja na análise modal ou na análise estrutural. Essa região provavelmente apresentará falhas por fadiga caso nada seja feito para minimizar o efeito das vibrações. A adição de um reforço em treliça mostrou ser uma possibilidade viável e eficiente, uma vez que conseguiu de forma eficaz diminuir a deformação e a tensão na estrutura sem que fosse necessário mudar toda a estrutura do chassi ou o material do mesmo.

Em posse dos resultados, foi possível observar a fragilidade do chassi em uma situação de colisão à velocidade de 42m/s (151 km/h). Apesar de não ter sido uma colisão totalmente frontal, a tensão gerada na região central da estrutura foi elevada, passando inclusive da tensão de escoamento, fazendo com que a estrutura entrasse em zona de deformação plástica, cabendo um estudo mais detalhado em busca de uma possível fratura. Após a simulação com um reforço em treliça no chassi, essa velocidade deixou de ser um problema, pois houve diminuição de 92,67% no valor máximo da tensão de Von-Mises, bem como a mudança na região onde a mesma ocorreu.

A adição de reforço em treliça mostrou-se eficaz para distribuição adequada de esforços sofridos pelo chassi, em uma situação de velocidade próxima da máxima

(53m/s – 191km/h) para protótipos que serão usados nas competições *Motostudent*, onde os esforços foram diminuídos significativamente.

REFERÊNCIAS

- ANSYS GUIDES. Disponível em <<http://www.ansys.stuba.sk/html/g-index.htm>>. Acesso em jun. 2018.
- ANSYS CUSTOMER TRAINING. **Manual 2010**. Disponível em <http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab7.pdf>. Acesso em jun. 2018.
- BEER, F. P. et. al. **Mecânica dos materiais**. Tradução técnica José Benaque Rubert, Walter Libardi. – 5. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre: AMGH, 2011.
- CIUCCIO, R. L. Análise de elementos finitos aplicado ao desenvolvimento de produtos em implantodontia fundamentos teóricos e estudo de caso. **Revista de Ciências Exatas e Tecnologia**. Vol.5 n.5. 2010, p.47-55.
- EWINS, D. J. **“Modal Testing: Theory, Practice and Application”**. John Wiley, Philadelphia, 2nd edition, 2000.
- GRABCAD. **Yamaha FZ Frame reverse engineering**. Disponível em: <<https://grabcad.com/library/yamaha-fz-frame-reverse-engineering-1>>. Acesso em mai. 2018.
- HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. **Fundamentos de Física**. 7a Edição. São Paulo: Livros Técnicos e Científicos Editora, 2007.
- HAPPIAN-SMITH, J. **An introduction to modern vehicle design**. 1.ed. [S.l.]: Elsevier, p. 140-141, 2002.
- KUROWSKI, P. M. **Engineering Analysis with Solidworks Simulation 2016**, p. 138-140, SDC Publications, 2016.
- MOURA, H. G. **Métodos de Identificação de Forças em Sistemas Vibroacústicos**. Dissertação. UFSC, 2010.
- NÓBREGA, P.G.B.; HANAI, J.B. **A Análise Modal na Avaliação de Estruturas de Concreto Pré-moldado**. 1º Encontro Nacional de Pesquisa-Projeto-Produção em Concreto pré-moldado. São Carlos, 2005.
- PEREIRA, C. N. **Análise estrutural estática por elementos finitos de um chassi veicular tipo SPACEFRAME**. Dissertação. Universidade Federal de Goiás. Catalão, 2016. 98p.
- PEREIRA, H. A. **Análise numérica das tensões residuais de soldagem em uma tubulação da indústria de petróleo e gás**. Monografia. Universidade Federal da Paraíba. João Pessoa, 2016. 23p.
- RAO, S. S., **Vibration of Continuous Systems**. John Wiley & Sons Inc., p. 1-16, 2007.
- RAO, S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2009.
- SOUSA, A. F. M. de. **Desenvolvimento de um programa de elementos finitos versátil**. Dissertação. Faculdade de Engenharia. Universidade do Porto. Porto, 2014. 150p.